



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Каминский В.Н.

ОТВЕТСТВЕННЫЙ РЕДАКТОР

Лепёшкин А.В.

Издается с февраля 1930 г.

1•2020

Выходит 6 раз в год

ISSN 0321-4443

DOI: 10.31992/0321-4443-2020-1

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Годжаев З.А.

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.

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 издательства:

115280, Москва, Автозаводская, 16

Тел. (495) 276-33-67

E-mail: izdat.mospolytech@yandex.ru

Сайт: www.mospolytech.ru

СОДЕРЖАНИЕ		1 • 2020	CONTENTS
ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ		ENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES AND EQUIPMENT	
Раков В.А., Литвинов В.И. Стабилизация нагрузочного режима ДВС трактора путем использования комбинированной энергоустановки		Rakov V.A., Litvinov V.I. Stabilization of the load mode of the internal combustion engine of the tractor through the use of a hybrid power plant	
НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ		NEW MACHINES AND EQUIPMENT	
Плотников С.А., Бузиков Ш.В., Козлов И.С. Исследование работоспособности дизельной форсунки на смешевых топливах с недостаточными низкотемпературными свойствами		Plotnikov S.A., Buzikov SH.V., Kozlov I.S. The study of the performance of a diesel nozzle on mixed fuels with insufficient low-temperature properties	
Алатырев С.С., Кручинкина И.С., Алатырев А.С. Обоснование нового технического решения при разработке картофелеуборочных машин		Alatyrev S.S., Kruchinkina I.S., Alatyrev A.S. Justification of a new technical solution for the development of potato harvesting machines	
Харисов Д.Д., Гайсин Э.М. Исследование устройства для реализации пропуска подачи топлива в дизельных двигателях		Harisov D.D., Gajsin E.M. Study of a device for implementing diesel engine fuel supply skipping	
ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ		THEORY, DESIGN, TESTING	
Дубовик Д.А., Першукевич Н.П., Прибыльский В.И., Баран О.А., Шантыко А.С., Вырский А.Н. Экспериментальная оценка эффективности рекуперативного привода рабочих органов зерноуборочного комбайна		Dubovik D.A., Pershukevich N.P., Pribyl'skij V.I., Baran O.A., SHantyko A.S., Vyrs'kij A.N. The experimental evaluation of the effectiveness of the regenerative drive of the working bodies of a combine harvester	
Котов А.В. Векторный анализ кинематических характеристик двухшарнирной карданной передачи		Kotov A.V. Vector analysis of the kinematic characteristics of two-joint cardan shaft	
Полищук Ю.В., Дерепаскин А.И., Лаптев Н.В., Комаров А.П. Обоснование рациональных конструктивных параметров щелевателя для осенней обработки стерневых фонов к тракторам тягового класса 8		Polishchuk YU.V., Derepaskin A.I., Laptev N.V., Komarov A.P. Substantiation of rational constructive parameters of the chisel subsoiler for autumn tillage of stubble field to tractors of the 8 drawbar category	
Шуханов С.Н., Доржиев А.С., Косарева А.В. Результаты экспериментальных исследований измельчителя корнеклубнеплодов		Shukhanov S.N., Dorzhiev A.S., Kosareva A.V. The results of experimental studies of the root crop chopper	
КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ		QUALITY, RELIABILITY	
Тимофеев Б.П., Ковалевич А.В., Сачков М.Ю. Использование простых поверхностей зубьев в несопряженных передачах		Timofeev B.P., Kovalevich A.V., Sachkov M.YU. The use of simple teeth surfaces in non-conjugate gears	
Лебедев А.Т., Серегин А.А., Арженовский А.Г. Совершенствования методов оперативного управления надежностью технических систем в АПК		Lebedev A.T., Seregin A.A., Arzhenovskij A.G. Improvement of the methods of operational management reliability of technical systems in agriculture	
ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА		ECONOMICS, ORGANIZATION AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING	
Колчин Н.Н., Зволинский В.Н. Задачи и проблемы возрождения отечественного сельскохозяйственного машиностроения		Kolchin N.N., Zvolinsky V.N. Tasks and problems of the revival of domestic agricultural engineering	
Старцев А.В., Алушкин Т.Е., Романов С.В., Сторожев И.И. Модель определения эксплуатационных затрат машинно-тракторных агрегатов на посев с учетом продолжительности работ и размеров площадей		Starcev A.V., Alushkin T.E., Romanov S.V., Storozhev I.I. A model for determining the operating costs of machine-tractor units for sowing, taking into account the duration of work and the size of the area	
Седашкин А.Н., Костригин А.А., Милюшина Е.А. Способ повышения качества внесения известковых удобрений		Sedashkin A.N., Kostrigin A.A., Milyushina E.A. The way to improve the quality of the application of lime fertilizers	
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			

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.

СТАБИЛИЗАЦИЯ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА ДВС ТРАКТОРА ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКИ

STABILIZATION OF THE LOAD MODE OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE OF THE TRACTOR THROUGH THE USE OF A HYBRID POWER PLANT

В.А. РАКОВ¹, К.Т.Н.
В.И. ЛИТВИНОВ², К.С.-Х.Н.

¹ Вологодский государственный университет, Вологда, Россия, vyacheslav.rakov@mail.ru

² Вологодская государственная молочнохозяйственная академия им. Н.В. Верещагина, Вологда, Россия, lit.vinov@mail.ru

V.A. RAKOV¹, PhD in Engineering
V.I. LITVINOV², PhD in Agriculture

¹ Vologda State University, Vologda, Russia, vyacheslav.rakov@mail.ru

² Vologda State Dairy Farming Academy named after N.V. Vereshchagin, Vologda, Russia, lit.vinov@mail.ru

Известно, что основные затраты при эксплуатации сельскохозяйственных машин связаны с горюче-смазочными материалами и запчастями. Попытки улучшить характеристики машины за счет снижения эксплуатационных затрат осуществляются постоянно, это обусловлено повышающимися конкурентными требованиями к конечному продукту. Например, в процессе ежедневной эксплуатации самого распространенного в странах Евразийского экономического союза трактора МТЗ-82 при работе по доставке кормов и для привода кормораздатчика за год эксплуатации расходы только на топливо составят примерно 20 % от его первоначальной стоимости (300 тыс. российских рублей). Помимо этого, для обеспечения работоспособного состояния трактора потребуются запчасти и других расходных материалов еще на сотни тысяч рублей. Дизельный двигатель, используемый в тракторах, значительную часть времени работает на холостом ходу, и, как следствие, является недогруженным. В пиковых нагрузках, наоборот, требуется большая мощность, и, соответственно, приходится создавать достаточный энергетический запас. Это в свою очередь неизбежно приводит к увеличению расхода топлива. Отсюда и возникает потребность в стабилизации нагрузочного режима работы двигателя, снижении его работы в недогруженных режимах и при максимальных нагрузках. Данная задача может решаться разными путями. Один из них – это комбинирование дизельного двигателя и электромеханической трансмиссии. Такие энергетические установки так и принято называть комбинированными или гибридными. Среди нескольких типовых конструктивных схем в сельскохозяйственных машинах наибольшее распространение получили комбинированные энергоустановки параллельного типа (mild hybrid) и последовательного типа (full hybrid). Представленная методика позволит проанализировать предполагаемые схемы комбинированной энергоустановки, оценить возможные потери и произвести расчет необходимой мощности двигателя, а в конечном итоге определить более рациональную схему для заданных условий эксплуатации. Авторами также представлены результаты сравнительного расчета необходимой мощности двигателя внутреннего сгорания комбинированных энергетических установок.

Ключевые слова: нагрузочный режим, расход топлива, комбинированная энергоустановка, режим работы, трактор, трансмиссия.

It is known that the main costs in the operation of agricultural machinery are associated with fuels, lubricants and spare parts. The attempts are made to improve the performance of the machinery by reducing operating costs. This happens due to the increasing competitive requirements of the final product. For example, during daily operation of the MTZ-82 tractor, the most widespread tractor in the Eurasian Economic Union, when delivering feed and driving a feeder for a year of operation, just the fuel costs will amount to approximately 20 % of its initial cost (300 thousand Russian rubles). In addition, to ensure the tractor is in a working condition, it will require spare parts and other consumables for another hundreds of thousands of rubles in Russian currency. The diesel engine used in tractors idles most of the time and, as a result, is underloaded. In peak loads, on the contrary, more power is required and, accordingly, it is necessary to create a sufficient energy reserve. This in turn inevitably leads to increased fuel consumption. Hence, there is a need to stabilize the load mode of the engine, reduce its operation in underloaded modes and at maximum loads. This problem can be solved in various ways. One of them is a combination of a diesel engine and an electromechanical transmission. Such power plants are usually called combined or hybrid. Among several typical structural schemes in agricultural machinery, hybrid power plants of the mild hybrid type and full hybrid type were most widely used. The presented methodology will allow to analyze the proposed schemes of a hybrid power plant, assess possible losses and calculate the required engine power, and ultimately determine a more rational scheme for the given operating conditions. The authors also presented the results of a comparative calculation of the required power of an internal combustion engine of hybrid power plants.

Keywords: load mode, fuel consumption, hybrid power plant, operating mode, tractor, transmission.

Введение

Улучшение эксплуатационных характеристик сельскохозяйственным машин с традиционным дизельным или бензиновым двигателем возможно за счет стабилизации режима работы энергетической установки.

Как известно, минимальный удельный расход топлива двигателя внутреннего сгорания (ДВС) может быть достигнут на нагрузочном режиме, близком к максимальному крутящему моменту двигателя. Однако в реальных условиях скачки нагрузки на рабочем органе приводят к неустойчивому режиму работы и, как следствие, повышению расхода топлива. При этом стабилизировать нагрузку на рабочем органе не всегда удастся, например, при трогании машины с места с грузом, пуске кормораздатчика или заглоблении плуга. Для преодоления пиковых нагрузок машиной во время работы приходится значительно увеличивать запас по мощности ДВС, что приводит к существенной его недогрузке и увеличению потерь холостого хода [1].

Альтернативным путем решения проблемы стабилизации нагрузочного режима ДВС машины является использование маховичного накопителя энергии, а также комбинированной энергетической установки. Но создание маховичного накопителя с вакуумной камерой и магнитными подшипниками для трактора – задача достаточно не дешевая, при этом требуется использовать систему передачи мощности от ДВС на вал маховика, от маховика на рабочий орган. Более простым является использование комбинированных энергетических установок (КЭУ) с электро-механической трансмиссией и электрическим накопителем энергии [2]. Такие машины известны давно, и также известны для сельского хозяйства.

Среди таких машин следует отметить трактор «Беларус-3023», который имеет электро-механическую передачу с последовательной схемой передачи энергии, позволяющую передавать механическую энергию от дизельного двигателя без ступенчатой передачи.

Трактор ДЭТ-400, тягового класса – 25. Тяговый привод КЭУ также передает крутящий момент на ведущие колеса путем последовательной передачи через генератор переменного тока мощностью 225 кВт и два тяговых электродвигателя мощностью по 110 кВт. Скорее всего, о серьезной экономии топлива в данном

случае речи также не идет, основное его преимущество – более простое управление крутящим моментом.

Трактор с КЭУ на базе ВТЗ-2048А, разработанный Московским государственным агроинженерным институтом, имеет схему параллельного типа с буферным накопителем электрической энергии с сверхвысокомощным конденсатором.

Для лесозаготовительных работ компанией Volvo разработан форвардер EL-forest F14, который также имеет КЭУ с последовательной схемой.

Шведская государственная лесохозяйственная компания Sveaskog серийно выпускает самозагружающийся трактор для трелевки лесоматериалов EL-Forest F14. Форвардер имеет небольшой дизельный двигатель, приводящий в действие генератор, который, в свою очередь, через аккумуляторные батареи питает электромоторы, размещенные в шести колесах трактора.

Полностью электрический трактор – модели e100 Vario. Компактный электротрактор обладает мощностью 68 л.с. (50 кВт) и может до 5 часов работать без подзарядки. Дополнительный запас энергии генерируется за счет рекуперативного торможения. В качестве накопителей энергии используется 650-вольтовая литий-ионная аккумуляторная батарея емкостью 100 кВт·ч, которую можно заряжать до 80 % в течение 40 минут. От обычной сети время заряда будет значительно больше.

Трактор с КЭУ по сравнению с традиционной универсальной сельскохозяйственной машиной обладает следующими важными преимуществами:

- увеличенный крутящий момент на ведущих колесах при трогании с места и выходе на рабочий режим;
- упрощение сложной многоступенчатой трансмиссии и, как следствие, нагрузки на оператора, управляющего ей;
- возможность оптимизации и стабилизации нагрузочных режимов энергетической установки по минимальному расходу топлива;
- понижение значений требуемой мощности ДВС.

Существует некоторый стереотип о том, что трактор с КЭУ будет гораздо экономичнее. Однако, в большей степени, это не так. Дело в том, что энергия в КЭУ передается к двигателю по более длинному пути, включающему

электрогенератор, устройство управления, накопитель энергии, электродвигатель. По этой причине КЭУ все же ущербна по отношению к энергоустановке, состоящей из ДВС с традиционной трансмиссией. К тому же стоимость КЭУ значительно выше из-за сложности конструкции, которая включает дополнительные компоненты: электродвигатель, силовой инвертор, генератор и накопитель энергии. К этому выводу приходят также и другие исследователи [3].

Но, несмотря на существенные недостатки, эффективное применение КЭУ в сельхозмашине возможно. Эффективность КЭУ, прежде всего, зависит от конструктивной схемы передачи энергии на рабочий орган машины (схемы КЭУ). В зависимости от режима эксплуатации может быть применена одна из трех схем передачи энергии на рабочий орган: последовательная, параллельная и смешанная.

При выборе типа применяемой схемы энергетической установки целесообразно учитывать следующие факторы: начальная стоимость применяемых компонентов тягового привода, компоновка и надежность. Также не маловажным является и выбор рациональных параметров основных компонентов.

Более рациональный тип схемы привода для стабилизации нагрузочного режима автор предлагает осуществить за счет сопоставления энергетических расчетов, в которых учитываются потери при передаче энергии в приводе.

Цель исследований

Оценка возможности стабилизации нагрузочного режима ДВС для оптимизации его характеристик и уменьшения расхода топлива. Определение оптимальной мощности ДВС трактора МТЗ с КЭУ на примере стандартного рабочего цикла.

Материалы и методы

Исходными данными для расчета является характеристика цикла нагружения машины в процессе работы. Ее можно получить экспериментальным путем, записав изменение параметров при движении по заданному маршруту или задать любую теоретическую модель. В данном случае для примера будет использован теоретический ездовой цикл [4].

Для определения оптимальной мощности ДВС, работающего в комбинации с электрическим приводом, необходимы характеристики

машины (массу, коэффициент качения), условия нагружения при движении и характеристики самих элементов привода (трансмиссии, электромотора, накопителя энергии, силового преобразователя, генератора).

С помощью известных формул тягового расчета найдены составляющие мощностного баланса, характеризующие условия движения трактора в каждой i -й точке: N_{ki} – мощность на преодоление сил сопротивления качению; $N_{даi}$ – мощность привода дополнительных агрегатов; $N_{иi}$ – мощность на преодоление сил инерции; $N_{пi}$ – мощность на преодоление сил сопротивления подъему [5–6].

Суммарная мощность, затрачиваемая на движение транспортного средства в каждой измеренной точке, равна:

$$N_{ci} = N_{ki} + N_{даi} + N_{иi} + N_{пi}, \text{ [кВт]}. \quad (1)$$

В качестве примера приведена методика расчета параллельной схемы КЭУ. Как и в традиционной энергетической установке, здесь использована механическая передача энергии через ступенчатую трансмиссию [7]. Электродвигатель только один, он установлен параллельно механической передаче (между ДВС и трансмиссией) и задействуется только при разгонах и переходных режимах на другой рабочий режим нагрузки. Избыточная энергия двигателя при движении расходуется генератором для заряда накопителя. Таким образом, данная схема может использоваться для частичного сглаживания пиков нагрузки ДВС, в условиях трогания с места и подключения мощных рабочих органов, таких как кормораздатчик. Исходя из вышесказанного, можно сделать утверждение, что вся вырабатываемая ДВС энергия будет израсходована на движение и потери в приводе.

Электрическая машина в параллельной схеме является обратимой, т.е. может работать поочередно и в режиме генератора, и в режиме электродвигателя; как следствие, заряд накопителя возможен только при средних и малых нагрузках, а также в режиме торможения двигателем. Недостатком параллельной схемы является наличие неоптимальных режимов, таких как холостой ход.

Согласно особенностям параллельной схемы при расчете необходимо вычисление средней потребной мощности N_{cp} КЭУ во время работы, но только в тех промежутках времени, где задействован ДВС ($N_{вых} > 0$).

Мощность ДВС с учетом потерь при передаче энергии будет складываться из мощности, передаваемой по прямой ветви с учетом потерь в механической передаче, и мощности, передаваемой через электродвигатель М(Г) (параллельная цепь). Также необходимо учесть потери в цепочке привода при передаче энергии от ДВС к накопителю ТНЭ: потери в преобразователе Пр. и в самом накопителе ТНЭ, и потери при передаче энергии к колесам трактора К через трансмиссию ТР (рис. 1, а).

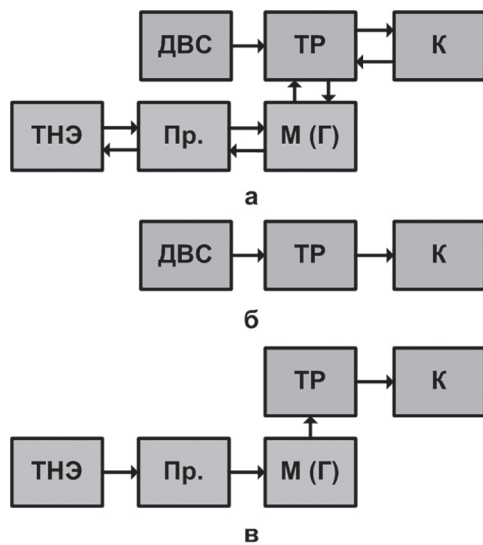


Рис. 1. Блок-схема потерь в параллельной схеме КЭУ: а) общая цепочка потерь; б) в механической передаче; в) в электрической передаче

Средняя мощность тяги на всем участке движения – $N_{\text{ср}}$ – показывает среднюю величину значений мощности тяги на всем расчетном участке и фактически является средней мощностью привода КЭУ:

$$N_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n N_i}{n}, \text{ [кВт]}, \text{ при } \sum N_i > 0. \quad (2)$$

ДВС в параллельной схеме не регулирует скорость движения, а работает в оптимальном для себя стационарном режиме, постоянно отдавая всю вырабатываемую мощность на заряд тягового накопителя энергии (ТНЭ) и движение. При отсутствии нагрузки на колесах и полном заряде батареи мощность не может быть реализована, в этом случае ДВС отключается. Исходя из этого, можно сделать утверждение, что вся вырабатываемая ДВС мощность будет потрачена на движение и потери в приводе [8].

В общем виде средняя мощность с учетом потерь в приводе и с учетом коэффициента использования двигателя по мощности (К) и будет являться той необходимой искомой мощностью двигателя ($N_{\text{двс}}$), которая равна:

$$N_{\text{двс}} = \frac{N_{\text{ср}}}{K}, \text{ [кВт]}. \quad (3)$$

Коэффициент эффективного режима работы ДВС (К) на данном участке определяется экспериментальным путем [2].

Для определения КПД привода и потерь при передаче энергии необходимо проанализировать цепочки передачи энергии от ДВС на ведущие колеса.

Известно, что часть энергии будет передана от ДВС на колеса по прямой цепочке (рис. 1, б), а часть – через накопитель энергии (рис. 1, в). В обоих случаях потери будут различны. Исходя из этого каждая цепочка потерь рассмотрена отдельно.

Средняя мощность привода на участке, переданная на рабочий орган трактора $N_{\text{к}}$, будет равна всей средней мощности $N_{\text{ср.пр}}$ за вычетом той, которая передается через тяговый накопитель энергии ($N_{\text{нэ.ср}}$). При этом $N_{\text{ср.пр}}$ в данном случае будет являться той частью мощности, которая передается через механическую передачу:

$$N_{\text{ср}} = N_{\text{ср.пр}} - N_{\text{нэ.ср}}, \text{ [кВт]}. \quad (4)$$

Прямая мощность с учетом потерь в цепочке привода вычисляется по формуле (5).

$$N_1 = \frac{N_{\text{ср.пр}}}{\eta_{\text{тр}}}, \text{ [кВт]}, \quad (5)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – КПД механической части трансмиссии.

Через накопитель энергии будет проходить та часть энергии, которая выходит за пределы средней $N_{\text{ср.пр}}$.

Среднее значение между кривой текущей мощности на рабочем органе $N_{\text{к}}$ и $N_{\text{ср}}$ будет являться средней мощностью, проходящей через тяговый накопитель энергии $N_{\text{нэ.ср}}$ на испытываемом участке:

$$N_{\text{нэ.ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n (N_{\text{к}i} - N_{\text{ср}})}{n}, \text{ [кВт]},$$

(если $N_i - N_{\text{пр.ср}} > 0$), (6)

где n – общее количество точек на испытываемом участке.

С учетом потерь в накопителе энергии:

$$N_2 = \frac{N_{\text{НЭ.ср}}}{\eta_{\text{НЭ}}}, [\text{кВт}]. \quad (7)$$

Суммарная, или необходимая, мощность ДВС складывается из мощности, переданной по прямой цепочке, и мощности, проходящей через накопитель энергии с коэффициента K запаса мощности ДВС:

$$N_{\text{ДВС}} = \frac{N_1 + N_2}{K}, [\text{кВт}]. \quad (8)$$

В рассчитываемом значении $N_{\text{ДВС}}$ учитывается оптимальный по экономичности нагрузочный режим ДВС ($K = 0,75$) и потери при передаче энергии в цепочке привода.

Результаты и обсуждение

Из расчета установлено, что для трактора массой 4,5 т при вспахивании почвы с номинальным тяговым усилием 1150 кгс, необходимая мощность ДВС комбинированной энергетической установки должна составлять 51,6 кВт, характеристики ТНЭ должны обеспечивать запас энергии 13 кДж, номинальная

мощность электродвигателя составит 30,5 кВт. Как следует из расчета, даже с учетом коэффициента запаса мощность ДВС в составе КЭУ может быть ниже на 16 %, а его расход топлива при той же удельной экономичности двигателя будет меньше на 13 %.

На рис. 2 представлен возможный вариант компоновки трактора при использовании параллельной схемы. В качестве возможного пути определения оптимальных параметров КЭУ и характеристик ее компонентов предлагается использование тягово-мощностного расчета при движении по заданному циклу движения и алгоритма, изложенного в ранее проведенных исследованиях.

В последовательной схеме соединения элементов ДВС нагружен только генератором, энергия от которого передается на тяговый электродвигатель. Стабилизация нагрузочного режима здесь будет осуществляться за счет наличия ТНЭ, который будет сглаживать скачки нагрузки. Блок-схема общей цепочки потерь в последовательном приводе представлена на рис. 3, а. В данном случае поток энергии будет проходить от ДВС на рабочий орган

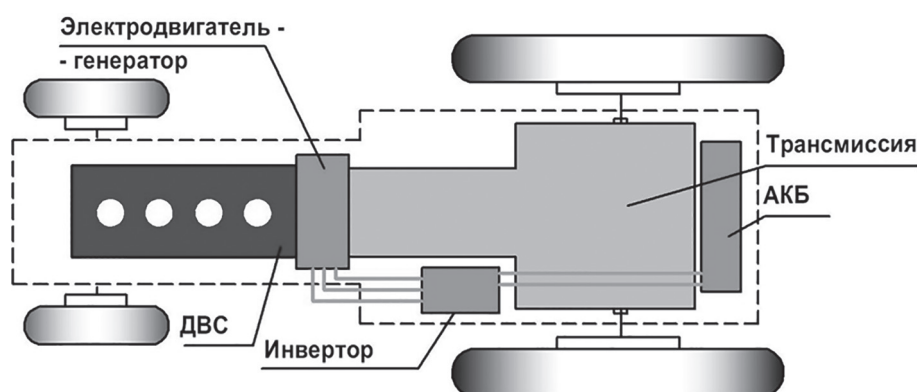


Рис. 2. Схема КЭУ трактора параллельного типа

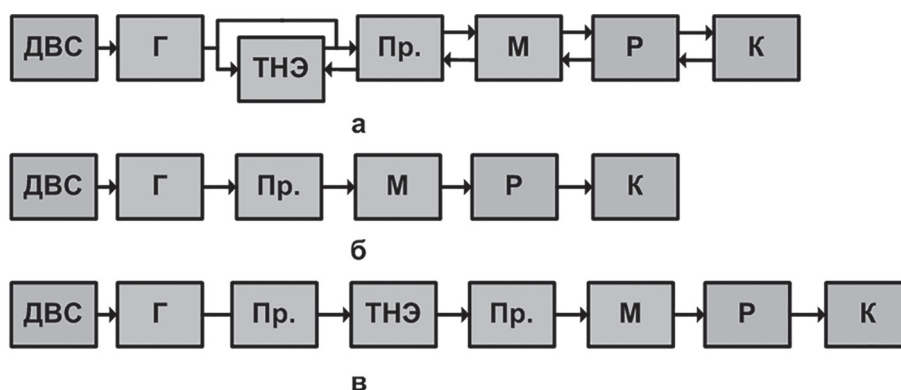


Рис. 3. Блок-схемы потерь в последовательной схеме привода:
а) общая цепочка потерь; б) при прямой передаче энергии;
в) при передаче энергии через тяговый накопитель

двумя путями: через электрическую передачу, минуя накопитель энергии (рис. 3, б), и через электрическую передачу, проходя через накопитель энергии (рис. 3, в). Если вырабатываемая ДВС энергия не может быть реализована, то он может быть отключен на некоторое время [7].

Средняя мощность КЭУ последовательной схемы определяется также, как и для параллельной с учетом особенностей схемы передачи энергии.

Результаты расчета КЭУ последовательной схемы показывают отсутствие преимущества ее перед традиционной схемой с ДВС и механической трансмиссией ввиду высоких потерь при двойном преобразовании энергии в генераторе и электродвигателе. Общий КПД такой схемы не превышает 0,75 %, в то время как механическая передача может обеспечить КПД более 90 %.

На рис. 4. представлена возможная схема КЭУ трактора с последовательным соединением элементов.

Расчеты показывают возможное преимущество комбинированных энергетических установок параллельного типа в сельскохозяйственной технике при рациональном подборе характеристик элементов привода. При этом целесообразность стабилизации нагрузочного режима будет зависеть от величины колебаний мощности на рабочем органе машины. Чем больше фактическая мощность на рабочем органе N_i отличается от $N_{ср}$, тем более выгодным будет применение электромеханической трансмиссии с накопителем энергии.

Для машин, работающих преимущественно в квазистационарных режимах работы, КЭУ не будут иметь преимущество в расходе топлива. Однако благодаря применению электрического привода возможен переход на электрическую тягу в некоторых видах работ, где

работа на нефтяном топливе будет вредна или менее эффективна, чем электричество. Например, в закрытых животноводческих ангарах; для привода прицепных кормораздатчиков, машин для перемалывания корма и т.д.

Заключение

При высокой стоимости элементов КЭУ, а также с учетом незначительных колебаний нагрузки в сельскохозяйственной машине целесообразно сохранить имеющиеся двигатель внутреннего сгорания и трансмиссию, используя при этом электродвигатель-генератор, работающий в параллельном режиме. Параллельная схема частично компенсирует пики нагрузки, при этом стабилизируется нагрузочный режим работы энергетического агрегата.

Развитие технологий по производству комплектующих позволит снизить затраты на создание эффективной техники, и в ближайшем будущем тракторы с комбинированной энергетической установкой могут получить широкое применение в сельском и коммунальном хозяйстве. На начальном этапе создания трактора с КЭУ представляет интерес минимизация его стоимости, что возможно достичь благодаря применению представленной методики.

Литература

1. Александров И.К., Белков А.Л., Раков В.А. Оценка энергетической эффективности ДВС в условиях неустановившегося режима работы // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 17–20.
2. Александров И.К., Несговоров Е.В., Раков В.А. Адаптивные трансмиссии – путь к созданию экономичных машинных агрегатов и транспортных средств // Техника в сельском хозяйстве. 2011. № 1. С. 25–27.
3. Lee H.-S., Kim J.-S., Park Y.-I., Cha S.-W. Rule-based power distribution in the power train of a

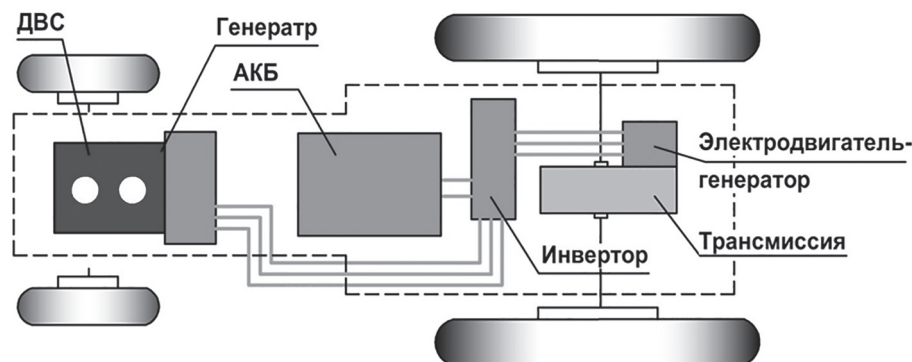


Рис. 4. Схема КЭУ трактора последовательного типа

parallel hybrid tractor for fuel savings (2016) International Journal of Precision Engineering and Manufacturing – Green Technology, 3 (3), pp. 231–237. DOI: 10.1007/s40684-016-0030-6.

4. Капустин А.А., Раков В.А. Оптимизация параметров энергетической установки гибридного трактора // Автоматизация и энергосбережение машиностроительного и металлургического производств, технология и надежность машин, приборов и оборудования: материалы Международной научно-технической конференции. Вологда: ВоГУ. 2017. С. 108–111.
5. Раков В.А., Александров И.К. Определение мощности, потребляемой транспортным средством при неустановившихся режимах работы // Автомобильная промышленность. 2013. № 5. С. 9–11.
6. Александров И.К., Несговоров Е.В., Раков В.А. Тяговый расчет транспортных средств с адаптивным приводным двигателем // Вестник машиностроения. 2010. № 2. С. 16–18.
7. Раков В.А. Расчет мощности ДВС гибридной силовой установки параллельного типа // Автоматизация и энергосбережение машиностроительного и металлургического производств, технология и надежность машин, приборов и оборудования: материалы Международной научно-технической конференции. Вологда: ВоГУ. 2016. С. 129–134.
8. Раков В.А. Повышение энергетической эффективности гибридных двигателей последовательной схемы // Альтернативные источники энергии на автомобильном транспорте: проблемы и перспективы рационального использования: материалы Международной научно-практической конференции. Воронеж: ВГЛТА. 2014. С. 112–117.

References

1. Aleksandrov I.K., Belkov A.L., Rakov V.A. Assessment of the energy efficiency of ICE in an unsteady mode. Vestnik mashinostroeniya. 2008. No 6, pp. 17–20 (in Russ.).
2. Aleksandrov I.K., Nesgovorov E.V., Rakov V.A. Adaptive transmissions – a way to create efficient engine units and vehicles. Tekhnika v sel'skom hozyajstve. 2011. No 1, pp. 25–27 (in Russ.).
3. Lee H.-S., Kim J.-S., Park Y.-I., Cha S.-W. Rule-based power distribution in the power train of a

parallel hybrid tractor for fuel savings (2016) International Journal of Precision Engineering and Manufacturing – Green Technology, 3 (3) pp. 231–237. DOI: 10.1007/s40684-016-0030-6

4. Kapustin A.A., Rakov V.A. Optimization of parameters of a hybrid tractor power plant. Avtomatizaciya i energos-berezhnenie mashinostroitel'nogo i metallurgicheskogo proizvodstv, tekhnologiya i nadezhnost' mashin, priborov i oborudovaniya: materialy Mezhdunarodnoj nauchno-tekhnicheskoy konferencii [Automation and energy saving of machine-building and metallurgical industries, technology and reliability of machinery, instruments and equipment: materials of the International Scientific and Technical Conference]. Vologda: VoGU Publ. 2017, pp. 108–111.
5. Rakov V.A., Aleksandrov I.K. Determining the power consumed by a vehicle during transient operating modes. Avtomobil'naya promyshlennost'. 2013. No 5, pp. 9–11 (in Russ.).
6. Aleksandrov I.K., Nesgovorov E.V., Rakov V.A. Traction calculation of vehicles with adaptive drive engine. Vestnik mashinostroeniya. 2010. No 2, pp. 16–18 (in Russ.).
7. Rakov V.A. Calculation of the power of the internal combustion engine of a hybrid power plant of a parallel type. Avtomatizaciya i energosberezhenie mashinostroitel'nogo i metallurgicheskogo proizvodstv, tekhnologiya i nadezhnost' mashin, priborov i oborudovaniya: materialy Mezhdunarodnoj nauchno-tekhnicheskoy konferencii [Automation and energy saving of machine-building and metallurgical industries, technology and reliability of machinery, instruments and equipment: materials of the International Scientific and Technical Conference]. Vologda: VoGU Publ. 2016, pp. 129–134 (in Russ.).
8. Rakov V.A. Improving the energy efficiency of serial hybrid engines. Al'ternativnye istochniki energii na avtomobil'nom transporte: problemy i perspektivy racional'nogo ispol'zovaniya: materialy Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii [Alternative sources of energy in automobile transport: problems and prospects of rational use: materials of the International scientific-practical conference]. Voronezh: VGLTA Publ. 2014, pp. 112–117 (in Russ.).

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ДИЗЕЛЬНОЙ ФОРСУНКИ НА СМЕСЕВЫХ ТОПЛИВАХ С НЕДОСТАТОЧНЫМИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫМИ СВОЙСТВАМИ

THE STUDY OF THE PERFORMANCE OF A DIESEL NOZZLE ON MIXED FUELS WITH INSUFFICIENT LOW-TEMPERATURE PROPERTIES

С.А. ПЛОТНИКОВ, Д.Т.Н.
Ш.В. БУЗИКОВ, К.Т.Н.
И.С. КОЗЛОВ

Вятский государственный университет, Киров, Россия,
shamilvb@mail.ru

S.A. PLOTNIKOV, DSc in Engineering
SH.V. BUZIKOV, PhD in Engineering
I.S. KOZLOV

Vyatka State University, Kirov, Russia, shamilvb@mail.ru

На сегодняшний день свойствами рапсового масла, влияющими на процессы топливоподачи в тракторном дизеле, являются плотность, кинематическая и динамическая вязкость, а также поверхностное натяжение. Целью настоящих исследований является расширение пределов топливной базы тракторных дизелей путем применения смесевых топлив с недостаточными низкотемпературными свойствами. В связи с этим определение оптимального состава смесового топлива для работы топливоподающей аппаратуры тракторных дизелей является весьма актуальной задачей. Для ее решения были проведены теоретические исследования по определению влияния добавок рапсового масла на свойства смесового топлива, а также испытания дизельной топливной форсунки. В результате исследований были определены зависимости вязкости смесового топлива, давления начала впрыскивания, герметичности по запирающему конусу и гидроплотности распылителя форсунки от добавки рапсового масла с присадкой. На основании теоретических расчетов получено значение вязкости смесового топлива, удовлетворяющей требованиям ТУ завода-изготовителя для топливных форсунок. Анализ экспериментальных зависимостей показал, что при увеличении доли рапсового масла в смесовом топливе 0 до 100 % увеличились: давление начала впрыскивания с 20,88 до 21,08 МПа, время до отрыва капли топлива от носика распылителя с 18 с до 104 с, а время снижения давления уменьшилось с 5,2 до 11,3 с. Испытания показали, что на всех составах смесового топлива давление начала впрыскивания, герметичность по запирающему конусу, гидроплотность распылителей и подвижность иглы распылителя соответствуют требованиям ГОСТ 10579-2017, однако качество распыливания соответствует на составах смесового топлива с долей рапсового масла до 60 %. Таким образом, применение предложенных составов топлив позволит улучшить низкотемпературные свойства смесового топлива с добавками рапсового масла, а значит, расширить топливную базу тракторных дизелей.

Ключевые слова: смесовое топливо, рапсовое масло, стендовые испытания.

Today, the properties of rapeseed oil, affecting the fuel supply processes in a tractor diesel, are density, kinematic and dynamic viscosity, as well as surface tension. The purpose of this research is to expand the limits of the fuel base of tractor diesel engines by using mixed fuels with insufficient low-temperature properties. In this regard, the determination of the optimal composition of mixed fuel for the operation of the fuel supply equipment of tractor diesels is a very urgent task. To solve this problem, theoretical studies were conducted to determine the effect of rapeseed oil additives on the properties of mixed fuels, as well as testing a diesel fuel injector. As a result of the studies, the dependences of the viscosity of the mixed fuel, the pressure of injection beginning, the tightness of the locking cone, and the hydro-density of the spray nozzle on the addition of rapeseed oil with an additive were determined. Based on theoretical calculations, the value of the viscosity of mixed fuel that meets the requirements of the manufacturer's specifications for fuel injectors is obtained. An analysis of the experimental dependences showed that with an increase in the proportion of rapeseed oil in mixed fuel from 0 to 100 %, there increased: the pressure at the beginning of injection from 20,88 to 21,08 MPa, the time until a drop of fuel comes off from the nozzle of the spray from 18 to 104 s, and pressure reduction time decreased from 5,2 to 11,3 s. Tests shown that for all mixed fuel compositions, the injection start pressure, tightness on the locking cone, spray water density and spray needle mobility meet the requirements of GOST 10579-2017, however, the spray quality corresponds to mixed fuel compositions with rapeseed oil up to 60 %. Thus, the use of the proposed fuel compositions will improve the low-temperature properties of mixed fuels with additives of rapeseed oil, and thus expand the fuel base of tractor diesels.

Keywords: mixed fuel, rapeseed oil, bench tests.

Введение

На сегодняшний день одним из видов моторного топлива является рапсовое масло, полученное из растительной биомассы [1, 2]. Переход на его применение в качестве альтернативы моторному топливу позволяет удовлетворить потребности в энергии без ущерба для окружающей среды [1, 2]. В связи с этим экологический фактор является основным, обуславливающим необходимость применения рапсового масла [2].

Свойствами рапсового масла, влияющими на процессы топливоподачи в тракторном дизеле, являются плотность, кинематическая и динамическая вязкость и поверхностное натяжение [1, 3–5]. Использование чистого рапсового масла взамен традиционному дизельному топливу затруднено ввиду ее высокой вязкости [6–10]. Наиболее перспективным является применение смесового топлива, состоящего из дизельного с добавками доли рапсового масла [6–10]. Данный способ позволяет сократить расход дизельного топлива по сравнению с расходом смесового топлива [1, 6–10]. Однако вязкость смесового топлива выше, чем традиционно. Повышенная вязкость топлива, в конечном счете, ухудшает процессы впрыскивания и смесеобразования в цилиндрах дизеля, что в свою очередь приводит к снижению как эффективных, так и экологических показателей работы [11–16]. Для решения данной проблемы, на сегодняшний момент, существует ряд способов. Одним из них является предварительный подогрев смесового топлива до температур, при которых значение вязкости снижается до оптимальных значений [12]. Однако данный способ требует дополнительных затрат на устройство подогревателя и его применение [7, 8]. В настоящее время более перспективным способом является введение в состав смесового топлива присадок с целью снижения его вязкости [9, 10].

Цель исследований

Расширение пределов топливной базы тракторных дизелей путем применения смесовых топлив с недостаточными низкотемпературными свойствами.

Материалы и методы

В связи с вышесказанным, определение оптимального состава смесового топлива для работы топливоподающей аппаратуры тракторных дизелей является весьма актуальной задачей.

Для решения поставленной задачи были проведены теоретические исследования по определению влияния добавок доли рапсового масла с присадками на низкотемпературные свойства смесового топлива.

В работах, проведенных ранее [9, 10], был исследован ряд различных депрессорно-диспергирующих присадок. На основании проведенных исследований определена присадка DIFRON H372, оказывающая наибольшее влияние на вязкость смесового топлива при ее наименьшей концентрации.

Расчет свойств состава смесового топлива с добавками рапсового масла и присадки через взвешенное среднее текучести компонентов обычно приводил к результатам, в несколько раз отличающимся от экспериментальных данных (табл.).

Данные концентрационных зависимостей (табл.) позволяли допустить квадратичную зависимость между кинематической вязкостью и долей c рапсового масла в смесовом топливе:

$$\nu = \nu_0 + ac + bc^2. \quad (1)$$

В случае смесового топлива с добавками рапсового масла значения параметров регрессии, найденные по экспериментальным данным, оказались следующими: $\nu_0 = 4,524 \cdot 10^{-6}$, $a = 96,54 \cdot 10^{-3}$ и $b = 3,407 \cdot 10^{-3}$ (ν – в $\text{м}^2/\text{с}$; c – в %).

Таблица

Зависимость свойств смесового топлива от доли рапсового масла и концентрации присадки

$c, \%$	Вязкость смесового топлива $\nu, \text{м}^2/\text{с}$, при концентрации присадки $C_D, \%$			
	0	0,5	1,0	2,0
0	$4,524 \cdot 10^{-6}$	$4,492 \cdot 10^{-6}$	$4,455 \cdot 10^{-6}$	$4,405 \cdot 10^{-6}$
10	$6,008 \cdot 10^{-6}$	$5,945 \cdot 10^{-6}$	$5,873 \cdot 10^{-6}$	$4,811 \cdot 10^{-6}$
20	$7,885 \cdot 10^{-6}$	$7,739 \cdot 10^{-6}$	$7,633 \cdot 10^{-6}$	$7,123 \cdot 10^{-6}$
30	$10,264 \cdot 10^{-6}$	$10,096 \cdot 10^{-6}$	$9,984 \cdot 10^{-6}$	$9,860 \cdot 10^{-6}$
40	$13,899 \cdot 10^{-6}$	$13,468 \cdot 10^{-6}$	$13,270 \cdot 10^{-6}$	$12,968 \cdot 10^{-6}$
50	$17,894 \cdot 10^{-6}$	$17,692 \cdot 10^{-6}$	$17,400 \cdot 10^{-6}$	$16,985 \cdot 10^{-6}$

Расхождения между экспериментальными и вычисленными по квадратичной регрессии значениями вязкости не превышали 3 %.

Ввиду того что вязкость определялась, в первую очередь, усредненными характеристиками межмолекулярного взаимодействия, рассматривали вязкость смесового топлива в зависимости от мольной доли примеси. С этой целью вышеприведенные массовые концентрации с пересчитаны в мольные доли примеси:

$$x = v_2 / (v_1 + v_2), \quad (2)$$

где v_1 – количество молей дизельного топлива; v_2 – количество молей рапсового масла в смесовом топливе.

Молярные массы дизельного топлива, рапсового масла и присадки DIFRON H372 приняты равными, соответственно, 226, 932 и 175 г/моль. Получено уравнение линейной регрессии:

$$\nu = 4,17 \cdot 10^{-6} + 69,24 \cdot 10^{-6} x, \text{ [м}^2/\text{с]}. \quad (3)$$

Сопоставление линейной модели с полученными экспериментальными результатами дало удовлетворительное совпадение – погрешность не превысила 5 %. В результате зависимость вязкости от массовой концентрации рапсового масла удовлетворительно описывала линейная регрессия.

В итоге получены зависимости вязкости смесового топлива от доли рапсового масла и концентрации присадки. Согласно полученным расчетным данным определены: максимальная доля рапсового масла и концентрации присадки, равная 60 % и 2 %, соответственно, при которых значение вязкости удовлетворяет требованиям ТУ завода-изготовителя для дизельных топливных форсунок. Также определено, что введение присадки в смесовое топливо расширяет предел применения смесовых топлив с недостаточными низкотемпературными свойствами.

Для определения показателей работы дизельных форсунок на смесовом топливе с добавками рапсового масла и присадки проведение испытания на стенде М-107 CR (рис. 1).

Испытания проводились согласно ГОСТ 10579-2017. Для испытаний применялась бесштифтовая форсунка артикула 455.1112010-50 марки ФД-22 закрытого типа, четырехдырчатая, с распылителем и гидравлически управляемой иглой, с диаметром распыливающих отверстий 0,32 мм.



Рис. 1. Общий вид стенда М-107 CR

Результаты и их обсуждение

В ходе проведения испытаний были определены зависимости давления начала впрыскивания, герметичности по запирающему конусу и гидроплотности распылителей от добавки доли рапсового масла и концентрации присадки DIFRON H372 в смесовое топливо (рис. 2–4). На всех составах смесового топлива с добавкой доли рапсового масла от 0 до 100 %, концентрация присадки составляла 2 %. Остальные показатели, такие как подвижность иглы распылителя, качество распыливания и герметичность уплотнений, оценивали согласно ГОСТ 10579-2017.

На первоначальном этапе определяли влияние состава смесового топлива на давление начала впрыскивания. Форсунка была отрегулирована на давление начала впрыскивания 20,5 МПа. Согласно ГОСТ, увеличение давления для форсунок автотракторных дизелей с регулировочными шайбами не должно превышать 1,2 МПа.

Данные, представленные на рис. 2, показывают, что с увеличением доли рапсового масла от 0 до 100 % кривая давления начала впрыскивания изменяется по параболическому закону от 20,88 до 21,08 МПа, что удовлетворяет

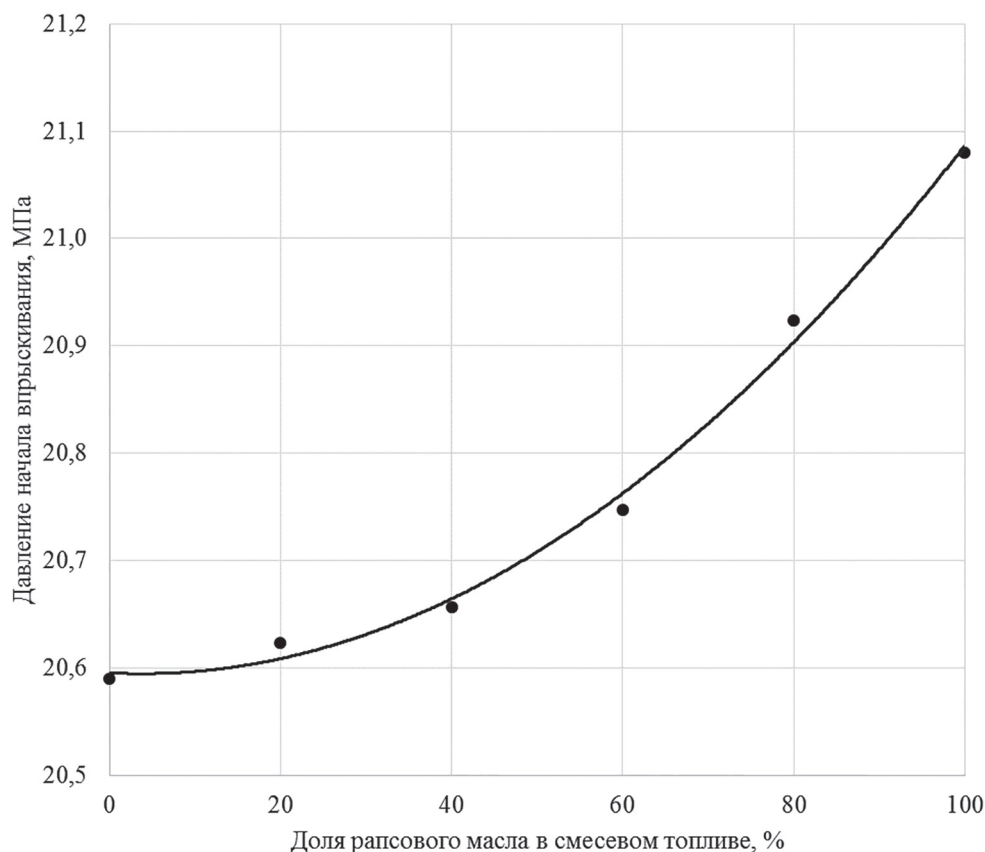


Рис. 2. Зависимость давления начала впрыскивания от состава смешевых топлив

требованиям ГОСТа и свидетельствует о работоспособности форсунки даже на чистом рапсовом масле. Данное обстоятельство объясняется тем, что рапсовое масло обладает более высокой кинематической вязкостью ($54,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при температуре 20°C) по сравнению с чистым летним дизельным топливом ($0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$) [12, 13].

На втором этапе определяли герметичность по запирающему конусу и герметичность уплотнений, соединений и наружных поверхностей полости высокого давления форсунки в зависимости от состава смешевых топлив.

Из проведенного анализа зависимости, представленной на рис. 3 видно, что время отрыва капли топлива от носика распылителя увеличивается с 18 до 104 с, значения удовлетворяют требованиям ГОСТа (минимальное время отрыва капли топлива от носика распылителя под действием собственной массы не менее 15 с). Данное обстоятельство объясняется тем, что сила поверхностного натяжения капли дизельного топлива гораздо меньше, чем у капли рапсового масла [12, 13].

Герметичность уплотнений, соединений и наружных поверхностей полости высокого

давления форсунки проверяли одновременно с испытаниями на герметичность по запирающему конусу. Во всех случаях и на всех составах смешевых топлив течей и увлажнений не наблюдалось что удовлетворяет требованиям ГОСТа и свидетельствует о работоспособности форсунки.

На третьем этапе определяли зависимость гидроплотности распылителей от состава смешевых топлив.

Анализ полученной зависимости, представленной на рис. 4, показал, что время снижения давления с 19,6 до 17,6 МПа, согласно ГОСТу, не превышал 5 с для всех составов смешевых топлив. А при увеличении доли рапсового масла от 0 до 100 % данный показатель даже увеличился с 5,2 до 11,3 с. Полученные данные свидетельствуют о том, что по данному показателю на всех составах смешевых топлив работоспособность форсунки обеспечена согласно ГОСТу. Данное обстоятельство объясняется тем, что рапсовое масло обладает более высокой плотностью, равной $915 \text{ кг}/\text{м}^3$ при температуре 20°C , по сравнению с чистым летним дизельным топливом – $860 \text{ кг}/\text{м}^3$ [12, 13].

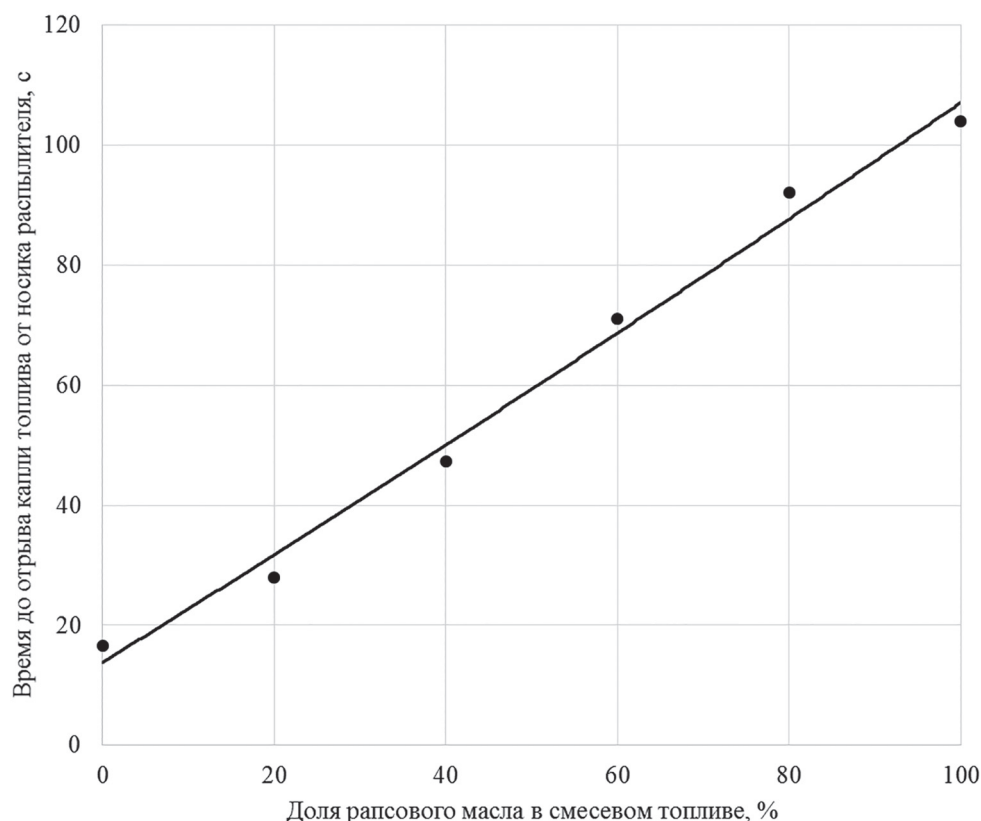


Рис. 3. Зависимость герметичности по запирающему конусу от состава смеси топлива

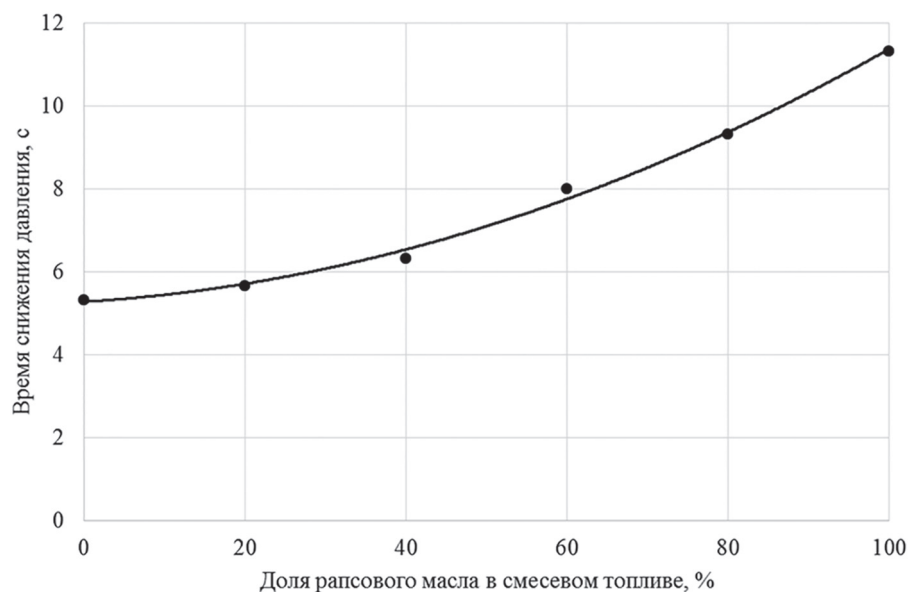


Рис. 4. Зависимость гидростойкости распылителей от состава смеси топлива

На последнем этапе проводились испытания подвижности иглы распылителя одновременно с проверкой качества распыливания смеси топлива, согласно требованиям ГОСТа.

Подвижность иглы распылителя определяли по параметру «звонкость». На всех составах смеси топлива подвижность иглы распылителя была обеспечена, что, в свою очередь, свидетельствует о работоспособности форсунок по данному показателю.

Согласно ГОСТу, на испытании форсунок качество распыливания должно соответствовать следующим требованиям: распыленное топливо при визуальном наблюдении должно быть туманообразным, без сплошных струек и легко различимых местных сгущений. Однако в ходе проведения испытаний выяснилось, что при увеличении доли рапсового масла в смеси топлива свыше 60 % наблюдалось отсутствие тумана после распыливания, при-

сутствие сплошных струек и местных сгущений (рис. 5). Это не соответствует требованиям ГОСТа и является фактом неработоспособности форсунки по данному показателю. Данное обстоятельство свидетельствует том, что использование смесового топлива, содержащего долю рапсового масла свыше 60 %, может приводить к ухудшению процесса впрыскивания, распыливания и смесеобразования в цилиндрах дизеля, что повлечет за собой ухудшение эффективных и экологических показателей работы.



Рис. 5. Пятно факела распыленного топлива

В целом проведенные испытания показали, что на всех составах смесового топлива такие показатели работы форсунки, как давление начала впрыскивания, герметичность по запирающему конусу, гидροплотность распылителей и подвижность иглы распылителя соответствуют требованиям ГОСТ 10579-2017. Однако показатель качества распыливания соответствует ГОСТу лишь на составах смесового топлива с долей рапсового масла до 60 %. В связи с этим для сохранения работоспособности форсунок, а также эффективных и экологических показателей работы тракторного дизеля долю рапсового масла в смесовом топливе рекомендуется ограничить на уровне 60 %.

Выводы

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований определены вязкость и показатели работы форсунки тракторного дизеля в зависимости от доли рапсового масла в смесовом топливе.

Анализ теоретических зависимостей вязкости смесового топлива от доли рапсового масла и концентрации присадки показал, что предельным составом, удовлетворяющим требованиям ТУ завода-изготовителя для топливных форсунок тракторных дизелей, явля-

ется состав с максимальной долей рапсового масла 60 % и концентрацией присадки 2 %.

Данные лабораторных испытаний дизельной топливной форсунки показали, что при увеличении доли рапсового масла в смесовом топливе 0 до 100 % увеличались: давление начала впрыскивания с 20,88 до 21,08 МПа, время до отрыва капли топлива от носика распылителя с 18 до 104 с, а время снижения давления уменьшилось с 5,2 до 11,3 с, соответственно.

Проведенными испытаниями выявлено, что на всех составах смесового топлива давление начала впрыскивания, герметичность по запирающему конусу, гидροплотность распылителей и подвижность иглы распылителя соответствуют требованиям ГОСТ 10579-2017, однако качество распыливания соответствует требованиям на составах смесового топлива с долей рапсового масла до 60 %.

Применение предложенных составов топлив позволит улучшить низкотемпературные свойства смесового топлива с добавками рапсового масла, а значит, расширить топливную базу тракторных дизелей.

Литература

1. Уханов А.П., Уханов Д.С., Шеменев Д.А. Дизельное смесовое топливо: монография. Пенза: РИО ПГСХА, 2012. 147 с.
2. Карташевич А.Н., Плотников С.А., Товстыка В.С. Применение топлив на основе рапсового масла в тракторных дизелях. Киров: Типография «Авангард», 2014. 144 с.
3. Карташевич А.Н., Товстыка В.С., Плотников С.А. Показатели работы тракторного дизеля на рапсовом масле // Двигателестроение. 2011. № 2. С. 39–41.
4. Плотников С.А., Черемисинов П.Н. Недостатки применения топлив на основе рапсового масла в дизельных двигателях // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2015. Т. 3. № 4. С. 97–101.
5. Плотников С.А., Черемисинов П.Н. Влияние присадок на кинематическую вязкость топлив на основе рапсового масла // Общество, наука, инновации (НПК-2016): сборник статей. 2-е издание, испр. и дополн. Вятский государственный университет. 2016. С. 1378–1382.
6. Карташевич А.Н., Товстыка В.С., Плотников С.А. Оценка дымности и токсичности тракторного дизеля при работе на рапсовом масле // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 9. С. 11–13.

7. Карташевич А.Н., Товстыка В.С., Плотников С.А. Оптимизация параметров топливоподачи тракторного дизеля для работы на рапсовом масле // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 3. С. 13–16.
8. Карташевич А.Н., Товстыка В.С., Плотников С.А. Анализ результатов работы топливного насоса высокого давления на смесях рапсового масла с дизельным топливом // Агропанорама. 2009. № 2. С. 34–37.
9. Плотников С.А., Бузиков Ш.В., Козлов И.С. Разработка методики исследования применимости растительных масел в качестве альтернативного топлива для дизелей // В сборнике: Общество, наука, инновации (НПК-2017): сборник статей. Всероссийской ежегодной научно-практической конференции. Вятский государственный университет. 2017. С. 1800–1807.
10. Плотников С.А., Бузиков Ш.В., Козлов И.С. Исследование моторных свойств рапсового масла // Общество, наука, инновации (НПК-2017): сборник статей Всероссийской ежегодной научно-практической конференции. Вятский государственный университет. 2017. С. 1808–1816.
11. Сафонов А.С., Ушаков А.И., Гришин В.В. Химотология горюче-смазочных материалов. СПб.: НПИКЦ. 2007. 488 с.
12. Руденко И.И. Работоспособность форсунок дизелей на биотопливе // Вестник МГУЛ – Лесной вестник. 2010. № 1.
13. Керученко Л.С., Даманский Р.В. Влияние неисправностей распылителей дизельных форсунок на процесс впрыска топлива // Международный научно-исследовательский журнал. 2017. № 01 (55). Ч. 4. С. 78–81.
- XXI veka: teoriya i praktika. 2015. Vol. 3. No 4, pp. 97–101 (in Russ.).
5. Plotnikov S.A., Chermisinov P.N. The effect of additives on the kinematic viscosity of rapeseed oil fuels. V sbornike: Obshchestvo. Nauka. Innovacii (NPK-2016) Sbornik statej 2-e izdanie, ispravlennoe i dopolnennoe. Vyatskij gosudarstvennyj universitet Publ. 2016, pp. 1378–1382 (in Russ.).
6. Kartashevich A.N., Tovstyka V.S., Plotnikov S.A. Assessment of smoke and toxicity of tractor diesel when working on rapeseed oil. Traktory i sel'hoz mashiny. 2011. No 9, pp. 11–13 (in Russ.).
7. Kartashevich A.N., Tovstyka V.S., Plotnikov S.A. Optimization of fuel supply for tractor diesel operating on rape-seed oil. Traktory i sel'hozmashiny. 2011. No 3, pp. 13–16 (in Russ.).
8. Kartashevich A.N., Tovstyka V.S., Plotnikov S.A. Analysis of the results of the high-pressure fuel pump on mixtures of rapeseed oil with diesel fuel. Agropanorama. 2009. No 2, pp. 34–37 (in Russ.).
9. Plotnikov S.A., Buzikov SH.V., Kozlov I.S. Development of a methodology for studying the applicability of vegetable oils as an alternative fuel for diesel engines, V sbornike: Obshchestvo. Nauka. Innovacii (NPK-2017) sbornik statej. Vserossiyskaya ezhegodnaya nauchno-prakticheskaya konferenciya [In the collection: Society. Science. Innovation (NPK-2017) collection of articles. All-Russian annual scientific and practical conference]. Vyatskij gosudarstvennyj universitet Publ. 2017, pp. 1800–1807 (in Russ.).
10. Plotnikov S.A., Buzikov SH.V., Kozlov I.S. The study of the motor properties of rapeseed oil. V sbornike: Obshchestvo. Nauka. Innovacii (NPK-2017) sbornik statej. Vserossiyskaya ezhegodnaya nauchno-prakticheskaya konferenciya [In the collection: Society. Science. Innovation (NPK-2017) collection of articles. All-Russian annual scientific and practical conference]. Vyatskij gosudarstvennyj universitet Publ. 2017, pp. 1808–1816 (in Russ.).
11. Safonov A.S., Ushakov A.I., Grishin V.V. Himotologiya goryuche-smazochnyh materialov [Chemotology of fuels and lubricants]. SPb.: NPIKC Publ. 2007. 488 p.
12. Rudenko I.I. The performance of diesel injectors on biofuel. Vestnik MGUL – Lesnoj vestnik. 2010. No 1 (in Russ.).
13. Keruchenko L.S., Damanskij R.V. The effect of malfunctions of atomizers of diesel nozzles on the fuel injection process. Mezhdunarodnyj nauchno-issledovatel'skij zhurnal. 2017. No 01(55) CH. 4, pp. 78–81 (in Russ.).

References

1. Uhanov A.P., Uhanov D.S., SHemenov D.A. Dizel'noe smesevoe toplivo: monografiya [Diesel mixed fuel: mono-graph]. Penza: RIO PGSKHA Publ., 2012. 147 p.
2. Kartashevich A.N., Plotnikov S.A., Tovstyka V.S. Primenenie topliv na osnove rapsovogo masla v traktornyh dizelyah [The use of rapeseed oil fuels in tractor diesels]. Kirov: Tipografiya «Avangard» Publ., 2014. 144 p.
3. Kartashevich A.N., Tovstyka V.S., Plotnikov S.A. Rapeseed tractor diesel performance characteristics. Dvigatel'stroenie. 2011. No 2, pp. 39–41 (in Russ.).
4. Plotnikov S.A., Chermisinov P.N. Disadvantages of using rapeseed oil fuels in diesel engines. Aktual'nye napravleniya nauchnyh issledovanij

ОБОСНОВАНИЕ НОВОГО ТЕХНИЧЕСКОГО РЕШЕНИЯ ПРИ РАЗРАБОТКЕ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫХ МАШИН

JUSTIFICATION OF A NEW TECHNICAL SOLUTION FOR THE DEVELOPMENT OF POTATO HARVESTING MACHINES

С.С. АЛАТЫРЕВ, д.т.н.
И.С. КРУЧИНКИНА, к.т.н.
А.С. АЛАТЫРЕВ, к.т.н.

Чувашская государственная сельскохозяйственная
академия, Чебоксары, Россия, S_Alatyrev1955@mail.ru

S.S. ALATYREV, DSc in Engineering
I.S. KRUCHINKINA, PhD in Engineering
A.S. ALATYREV, PhD in Engineering

Chuvash State Agricultural Academy, Cheboksary, Russia,
S_Alatyrev1955@mail.ru

Используемые в настоящее время картофелеуборочные машины с прутковым и грохотным просеивающими устройствами, основанные на интенсивном ударном воздействии на пласт почвы, существенно травмируют клубни картофеля в процессе отделения от почвы. К тому же элементы конструкции, работающие в абразивной среде без смазки, интенсивно изнашиваются, склонны залипанию растительными остатками. В этой связи предложена и обоснована теоретически конструктивно-технологическая схема новой картофелеуборочной машины, которая содержит раму с опорными колесами, решето, состоящее из продольных прутков, кинематически связанных задней частью приводным валом посредством эксцентриковых цапф, которые расположены в противофазе относительно друг друга, установлены передней частью с направляющей на оси с роликами и закреплены жестко через один к лемехам, а также из битеров, расположенных в прорезях между прутками. В работе анализирован кинематический режим работы машины. В результате установлено, что пласт почвы на сепарирующих прутках циклически подвергается изгибу, сжатию и растяжению. Это способствует интенсивному его крошению и просеиванию между прутками. Для более эффективного функционирования машины рекомендовано принять угловую скорость вращения эксцентрикового вала сепарирующего устройства $\omega_1 = 10...15 \text{ c}^{-1}$.

Ключевые слова: картофелеуборочная машина, обоснование пруткового просеивающего устройства с приводом от эксцентрикового вала.

Currently used potato harvesters with bar and screening screening devices, based on intense impact on the soil layer, significantly injure the potato tubers in the process of separation from the soil. In addition, structural elements operating in an abrasive environment without lubrication wear out intensively, prone to sticking to plant residues. In this regard, proposed and justified theoretically constructive-technological scheme of the new potato harvester, containing a frame with support wheels, a sieve consisting of longitudinal bars, kinematically connected by a rear part by a drive shaft by means of eccentric pins, located in antiphase with respect to each other, mounted by the front part with the guide on the axis with rollers and fixed rigidly through one to the shares, as well as from the beaters located in the slots between the rods. The paper analyzes the kinematic mode of the machine. As a result, it was established that the layer of soil on the separating rods is cyclically subjected to bending, compression and stretching. This contributes to its intensive crumbling and screening between the rods. For more efficient operation of the machine, it is recommended to adopt the angular velocity of rotation of the eccentric shaft of the separating device $\omega_1 = 10...15 \text{ s}^{-1}$.

Keywords: potato harvesting machine, justification of the bar screening device driven by an eccentric shaft.

Введение

В настоящее время широко практикуется применение картофелеуборочных машин с прутковым и грохотным просеивающими устройствами. В них клубни картофеля отделяются от почвенной массы путем интенсивного ударного воздействия на пласт и просеивания почвы между прутками решета, существенно травмирует клубни [1, 2]. Кроме того, прутковые просеивающие устройства, выполненные на цепных тяговых контурах, не долговечны, так как шарниры, работающие в абразивной среде в отсутствии смазки, интенсивно изнашиваются. В этом отношении грохотные картофелеуборочные машины более долговечны. Однако в них решето подвержено залипанию растительными остатками и почвой, особенно при повышенной влажности последней.

Цель исследований

Научное обоснование нового технического решения к разработке перспективных картофелеуборочных машин.

Материалы и методы

В рамках поставленной цели нами предложена [3] конструктивно-технологическая схема новой машины (рис. 1).

Машина содержит раму 1 с опорными колесами 2, решето, состоящее из продольных прутков 3, кинематически связанной задней частью приводным валом 4 посредством эксцентричных цапф 5, которые расположены в противофазе относительно друг друга, установлены передней частью с направляющей на оси 6 с роликами 7 и закреплены жестко через один к лемехам 8.

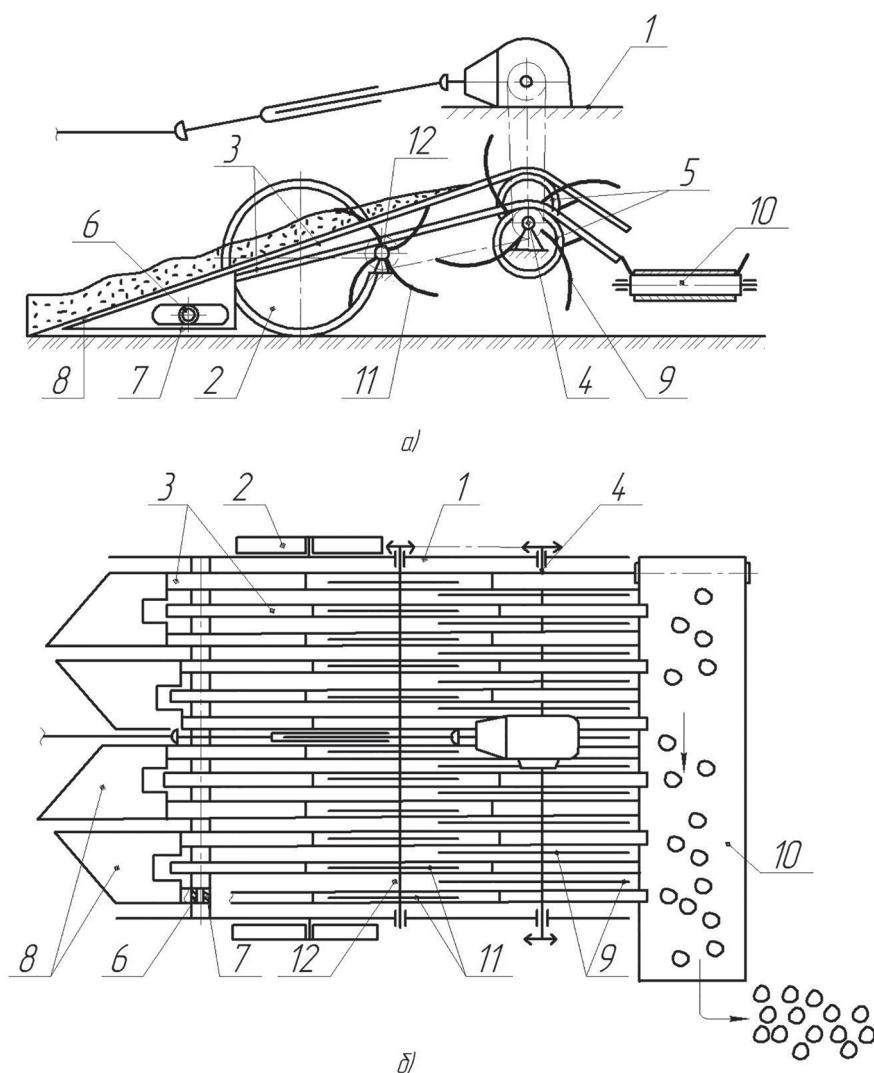


Рис. 1. Конструктивно-технологическая схема новой картофелеуборочной машины:
а – вид сбоку; б – вид сверху

В зазоре между прутками 3 на приводном валу 4 также установлены жестко бitera 9 с загнутыми назад лопастями.

Кроме того, задние части прутков, находящиеся за приводным валом 4, отогнуты вниз на угол, равный углу скатывания клубней картофеля, и свисают над транспортером 10.

В средней части прутки также имеют продольные прорезы. В них размещены бitera 11 с загнутыми вперед лопастями. Они собраны в единый блок на оси 12, получающей вращение от приводного вала 4 цепной передачей.

Предлагаемое устройство имеет следующий принцип работы.

При движении машины вдоль рядков колеблющиеся лемехи 8, получающие движение вместе с прутками 3 от приводного вала 4, срезают пласт клубнями картофеля. При этом срез пласта происходит при совместном действии двух соседних лемехов 8, лезвия которых совершают возвратно-поступательные движения в плоскости, параллельной поверхности земли, под слоем клубней. Причем один из лемехов 8, движущийся против потока (по нижней части траектории), имеющий меньший угол α_1 наклона к горизонту, врезается в почву, а другой, движущийся в направлении потока (по верхней части траектории), в это время раскрывает стык между пластом и дном борозды, отгибая пласт вперед в продольно-вертикальной плоскости на угол α_2 , больший угла α_1 (рис. 2). Тем самым пласт сре-

зается при меньшем угле лемеха к горизонту, при меньшем давлении (силе трения F_1) на рабочей поверхности, следовательно, при меньшем тяговом сопротивлении машины.

Срезанный пласт под действием силы подпора со стороны недеформированной почвы и под действием рабочей поверхности лемеха 8 и поверхностей прутков 3, отходящих назад по верхней части траектории возвратно-круговых движений, скользит к задней части машины.

В процессе скольжения на рабочей поверхности лемехов 8 и на прутках 3 пласт периодически сгибается под действием последних и разгибается под действием собственного веса в продольной и поперечной плоскостях (см. рис. 2), а также испытывает периодическую растягивающую силу со стороны прутков 3 под действием силы трения F_2 и со стороны битеров. В это время машина получает дополнительную толкающую силу (от реакций в опорах приводного вала 4).

В результате указанных деформаций пласт интенсивно разрушается, клубни отделяются, почва просеивается в зазорах между прутками 3.

Далее поток подхватывается сначала бitera 11, а потом бitera 9 и отводится назад (см. рис. 1). При этом остатки почвы полностью просеиваются за счет интенсивного деформирования пласта.

На наклонной задней части прутков клубни картофеля без ботвы скатываются сразу

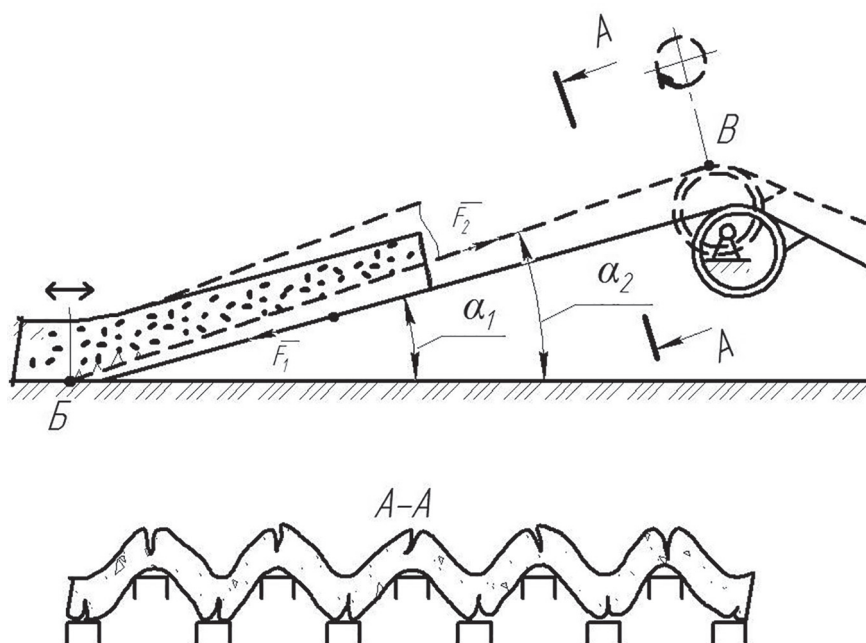


Рис. 2. Схема взаимодействия машины с пластом почвы

на транспортер 10, а клубни с ботвой и остатки растений временно задерживаются на них. Когда лопасти битеров 9 заходят в зазор между прутками 3, затягивают ботву и остатки растений и отделяют от клубней.

Затем клубни после отделения от ботвы также скатываются по изогнутой части прутков 3 на транспортер 10, а остатки ботвы и растительности падают с лопастей битеров на землю. Далее поток клубней укладывается на землю в валок.

Эффективность функционирования данной машины, т.е. интенсивность разрушения пласта и устойчивость транспортирования клубней на решетке, существенно зависит от кинематического режима работы машины. Далее более подробнее остановился на этом.

При исследовании кинематики рабочего процесса машины следует заметить, что прутки решетки совершают движение, аналогичное движению фиктивной поверхности AB' , так как звено ABB' остается абсолютно жестким за все время движения механизма (рис. 3). К тому же движение фиктивной поверхности AB' можно рассматривать как движение шатуна в фиктивном кривошипно-шатунном механизме $AB'C$.

Исследуем движение в неподвижной, относительно рамы машины, декартовой системе

координат XOY . Для этого механизм представим в промежуточном положении в момент времени t , когда угол поворота эксцентрика, отсчитываемый от горизонтали, составит $\varphi = \omega_1 t$ (здесь ω_1 – угловая скорость эксцентрика).

Уравнение движения точки A лотка при этом имеет вид:

$$x_A = r \cos \omega_1 t + l_{AB'} \cos \beta, \quad (1)$$

где r – эксцентриситет эксцентрика; $l_{AB'}$ – длина фиктивной поверхности AB' ; β – угол между фиктивной поверхностью AB' и горизонталью в данном положении эксцентрика.

В уравнении (1):

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}. \quad (2)$$

Из рис. 3 видно, что:

$$l_{AB'} \sin \beta = e + r \sin \omega_1 t,$$

где e – координата оси вращения эксцентрика на оси OY .

Откуда:

$$\sin \beta = \frac{e + r \sin \omega_1 t}{l_{AB'}}.$$

Или, обозначив e/r через k_1 , $r/l_{AB'}$ через λ_1 , после преобразований получим:

$$\sin \beta = \lambda_1 (k_1 + \sin \omega_1 t). \quad (3)$$

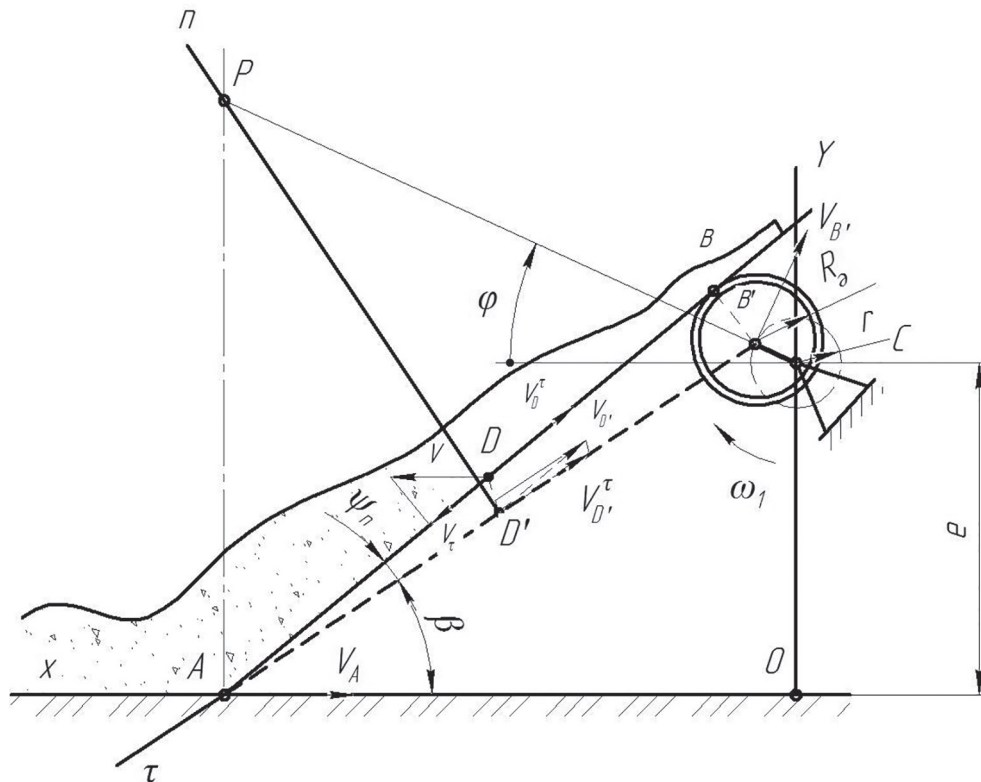


Рис. 3. Схема к исследованию кинематики рабочего процесса машины

Тогда равенство (2) примет вид:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda_1^2 (k_1 + \sin \omega_1 t)^2}.$$

Разлагая в данном выражении правую часть в степенной ряд по биному Ньютона [4] и пренебрегая в нем малыми по величине членами, содержащими λ в степени выше второй, имеем:

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda_1^2 (k_1 + \sin \omega_1 t + \dots). \quad (4)$$

Подставляя выражение (4) в уравнение (1), получим:

$$x_A = r \left(\frac{1}{\lambda_1} - \frac{1}{2} \lambda_1 k_1^2 + \cos \omega_1 t - \frac{1}{2} \lambda_1 \sin^2 \omega_1 t - \lambda_1 k_1 \sin \omega_1 t \right). \quad (5)$$

Дифференцируя уравнение (5) по времени, находим уравнение скорости точки A прутка:

$$V_A = -r \omega_1 \left(\sin \omega_1 t + \frac{1}{2} \lambda_1 \sin 2\omega_1 t + \lambda_1 k_1 \cos \omega_1 t \right). \quad (6)$$

Скорость точки B' фиктивной поверхности $V_{B'} = r \omega_1$ и направлена перпендикулярно эксцентриситету в сторону вращения эксцентрика.

Проведя в точках A и B' перпендикуляры к векторам $\vec{V}_A$ и $\vec{V}_{B'}$, определим положение мгновенного центра P скоростей фиктивной поверхности прутка. Тогда скорость $\vec{V}_{D'}$ произвольной точки D' фиктивной поверхности в данный момент времени перпендикулярна PD' и будет иметь место равенство:

$$V_{D'}^{\tau} = V_A \cos \beta,$$

где $V_{D'}^{\tau}$ – касательная к фиктивной поверхности лотка проекция скорости $\vec{V}_{D'}$.

Или с учетом выражений (4) и (6) получим:

$$V_{D'}^{\tau} = -r \omega_1 \left(\sin \omega_1 t + \frac{1}{2} \lambda_1 \sin 2\omega_1 t + \lambda_1 k_1 \cos \omega_1 t \right) \left[1 - \frac{1}{2} \lambda_1^2 (k_1 + \sin \omega_1 t)^2 \right]. \quad (7)$$

В рассматриваемом устройстве угол между фиктивной и рабочей поверхностями прутка:

$$\psi_n = \arctg \frac{R_d}{l_{AB}}, \quad (8)$$

где l_{AB} – расчетная длина рабочей поверхности прутка, расположенной между точками A и B ; R_d – радиус диска эксцентрика.

Как видно из выражения (8), угол ψ_n является постоянной величиной. Он достаточно мал – не превышает 5° . Поэтому можно счи-

тать характер движения фиктивной и рабочей поверхностей одинаковыми, пренебрегая углом ψ_n . При этом касательную скорость точки D на рабочей поверхности прутка, соответствующей точке D' , найдем в форме (7), т.е. представим в виде:

$$V_D^{\tau} \approx -r \omega_1 \left(\sin \omega_1 t + \frac{1}{2} \lambda_1 \sin 2\omega_1 t + \lambda_1 k_1 \cos \omega_1 t \right) \times \left[1 - \frac{1}{2} \lambda_1^2 (k_1 + \sin \omega_1 t)^2 \right]. \quad (9)$$

Результаты и обсуждение

Графики изменения касательной скорости $V_{D'}^{\tau}$ точки D прутка с учетом параметров $r = 20$ мм, $\lambda = 0,05$, $k_1 = 6,5$ показаны на рис. 4 в зависимости от угла поворота $\omega_1 t$ и угловой скорости ω_1 вращения эксцентрика.

Следует заметить, что касательные проекции скоростей всех точек рабочей поверхности прутка равны друг другу согласно теореме о проекциях скоростей тела, совершающего плоскопараллельное движение.

Отсюда вытекает вывод, что рабочая поверхность прутка оказывает действие на пласт в направлении его движения одинаково, а выражение (9) характеризует однозначно кинематическое взаимодействие его с рабочей поверхностью прутка.

При этом следует заметить, что интенсивность разрушения пласта на решетке будет зависеть в большей степени от соотношения проекции скорости V_t машины и касательной скорости V_D^{τ} . Для объяснения сущности этого явления условно разделим весь цикл процесса взаимодействия прутков, расположенных в противофазе относительно друг друга, при конкретной угловой скорости вращения эксцентрикового вала, например при $\omega_1 = 31,4$ с⁻¹ (см. рис. 4) с пластом почвы на пять характерных фаз: $0 < \varphi < \varphi_1$, $\varphi_1 < \varphi < \varphi_2$, $\varphi_2 < \varphi < \varphi_3$, $\varphi_3 < \varphi < \varphi_4$ и $\varphi_4 < \varphi < 2\pi$.

В фазах движения прутков $\varphi_1 < \varphi < \varphi_2$ и $\varphi_3 < \varphi < \varphi_4$ $|V_D^{\tau}| > |V^{\tau}|$, следовательно пласт под действием силы трения со стороны прутков в рабочем ходе будет растягиваться.

В фазе движения $0 < \varphi < \varphi_1$, $\varphi_2 < \varphi < \varphi_3$ и $\varphi_4 < \varphi < 2\pi$ $|V_D^{\tau}| < |V^{\tau}|$, поэтому пласт под действием сил трения со стороны прутков будет сжиматься. Такое циклическое действие (сжатие и растяжение) будет способствовать интенсивному разрушению пласта, следовательно лучшему просеиванию почвы в зазорах

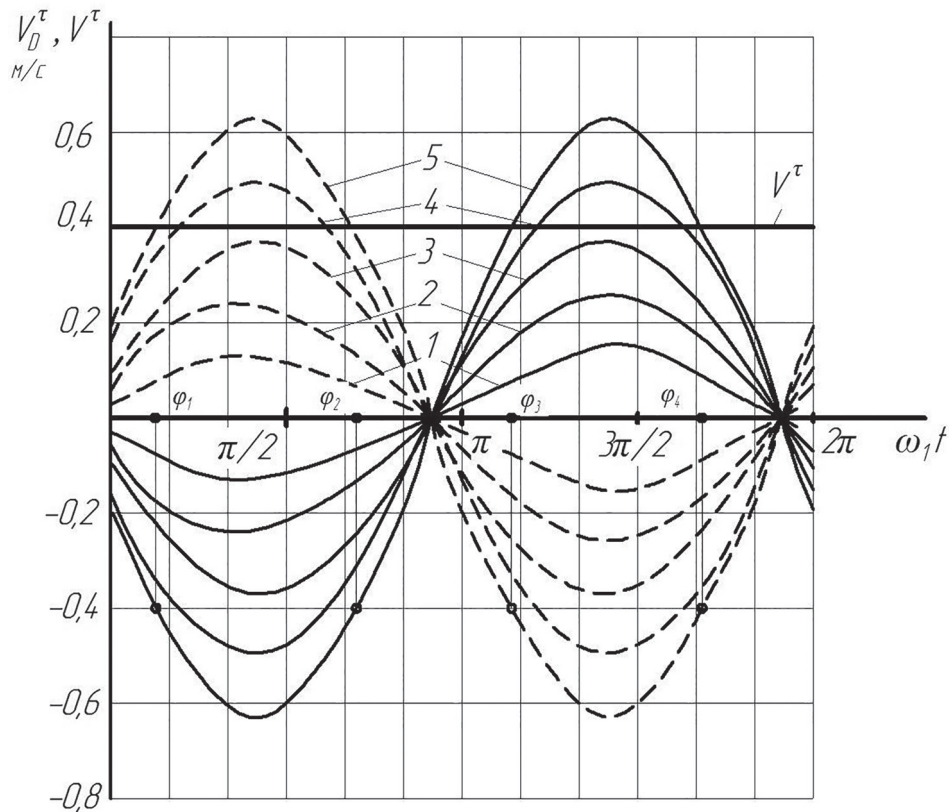


Рис. 4. Графики изменения касательной скорости $V_D^τ$ точки D прутков, расположенных в противофазе относительно друг друга в зависимости от угла поворота эксцентрикового привода в сравнении с проекцией $V^τ$ рабочей скорости машины: 1 – $\omega_1 = 6,3 \text{ с}^{-1}$; 2 – $\omega_1 = 12,6 \text{ с}^{-1}$; 3 – $\omega_1 = 18,8 \text{ с}^{-1}$; 4 – $\omega_1 = 12,6 \text{ с}^{-1}$; 5 – $\omega_1 = 31,4 \text{ с}^{-1}$

между прутками. Причем, как известно из источников [5, 6], почва будет лучше крошиться при растяжении. Поэтому целесообразно выбрать повышенные значения угловой скорости ω_1 вращения эксцентрикового вала, так как при этом большая часть цикла процесса будет соответствовать условию: $|V_D^τ| > |V^τ|$. Однако, на наш взгляд, чрезмерное увеличение угловой скорости вращения эксцентрикового вала может привести к механическим повреждениям клубней в процессе взаимодействия с прутками, поэтому рекомендуем ограничиться $\omega_1 = 10...15 \text{ с}^{-1}$.

Выводы

1. Предложено и обосновано теоретически новое техническое решение при разработке картофелеуборочных машин, основанное на применении сепарирующих прутьев, установленных на эксцентриковом валу.

2. В целях обеспечения интенсивного разрушения пласта почвы на прутьях рекомендуется принять угловую скорость вращения эксцентрикового вала $\omega_1 = 10...15 \text{ с}^{-1}$.

Литература

1. Алатырев А.С., Алатырев С.С. Новая машина для уборки картофеля // Молодежь и инновации: материалы XII Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов (19–20 апреля 2017 г.). Чебоксары: издательство Чувашской государственной сельскохозяйственной академии, 2017. С. 169–172.
2. Кудяков В.А., Алатырев С.С. К выбору конструкции устройства для бережной отгрузки продукции применительно для комбайновой уборки картофеля // Молодежь и инновации: материалы XIV Всерос. науч.-практ. конф. молодых ученых, аспирантов и студентов (г. Чебоксары, 21–22 марта 2018 г.). Чебоксары: Чувашская ГСХА, 2018. С. 231–234.
3. Алатырев С.С. Машина для уборки корнеклубнеплодов: патент на изобретение RUS № 2246199, Российская Федерация, опубл. 20.02.2005, Бюл. № 5.
4. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1984. 831 с.

5. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. М.: Колос, 1994. 751 с.
6. Листопад Г.Е., Демидов Г.К., Зонов Д.Е. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. М.: Агропромиздат, 1986. 688 с.

References

1. Alatyrev S.S. New potato harvesting machine // Youth and Innovations: Proceedings of the XII All-Russian Scientific and Practical Conference of Young Scientists, Postgraduates and Students (April 19–20, 2017). Cheboksary: Publisher Chuvash State Agricultural Academy, 2017, pp. 169–172.
2. Kudyakov V.A., Alatyrev S.S. To the choice of the design of the device for the careful shipment of products in relation to combine harvesting potatoes // Youth and innovation: materials XIV Vseros. scientific-practical conf. young scientists, graduate students and students (Cheboksary, March 21–22, 2018). Cheboksary: Chuvash State Agricultural Academy, 2018, pp. 231–234.
3. Alatyrev S.S. The machine for harvesting the root crops: patent for invention RUS № 2246199, Russian Federation. Published 20.02.2005. Bulletin No. 5.
4. Korn G., Korn T. Handbook of mathematics for scientists and engineers. M.: Science. The main editors of physical and mathematical literature, 1984. 831 p.
5. Klenin N.I., Sakun V.A. Agricultural and land reclamation machines. M.: Kolos, 1994. 751 p.
6. Listopad G.E., Demidov G.K., Zonov D.E. Agricultural and land reclamation machines. M.: Agropromizdat, 1986. 688 p.

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ РЕАЛИЗАЦИИ ПРОПУСКА ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

STUDY OF A DEVICE FOR IMPLEMENTING DIESEL ENGINE FUEL SUPPLY SKIPPING

Д.Д. ХАРИСОВ, К.Т.Н.
Э.М. ГАЙСИН, К.Т.Н.

Башкирский государственный аграрный университет,
Уфа, Россия, gaisin@inbox.ru

D.D. HARISOV, PhD in Engineering
E.M. GAJSIN, PhD in Engineering

Bashkir State Agrarian University, Ufa, Russia,
gaisin@inbox.ru

В статье рассматривается проблема повышения топливной экономичности дизельных двигателей на режимах малых нагрузок и холостых ходов методом отключения цилиндров. Метод является одним из эффективных способов повышения топливной экономичности на указанных режимах. Однако присущие ему недостатки не позволяют в полной мере получить экономию топлива. Представлен метод пропуска подач топлива, заключающийся в том, что при переходе дизельного двигателя на режимы малых нагрузок и холостых оборотов прекращается подача топлива не в одном и том же цилиндре, а во всех цилиндрах поочередно. Для реализации такого метода регулирования топливная система дизеля должна позволять пропускать отдельные цикловые подачи. Это возможно лишь при электронном управлении топливоподачей. Множество ныне эксплуатируемых дизельных двигателей оснащены электронно-управляемыми системами топливоподачи, однако из-за конструктивных особенностей не всегда целесообразно перенастраивать систему на работу с пропуском подачи топлива. В связи с этим наибольший интерес представляют электронно-управляемые устройства (клапаны), которые можно внедрить в штатную систему топливоподачи. Практический интерес представляют клапаны кольцевого типа, в которых функцию силового и запирающего элемента выполняет само разрезное кольцо, а гнездом для кольца служит цилиндрическая поверхность. Предложено устройство пропуска подачи топлива на основе электромагнитно-управляемого клапана кольцевого типа. Проведенные теоретические исследования позволили оптимизировать форму и размеры клапана, в частности, улучшить работоспособность при малом сечении кольца, уменьшить противодействующие силы и получить большую мощность электромагнита. Стендовые испытания показали работоспособность предлагаемого устройства при разных числах пропускаемых подач топлива.

Ключевые слова: отключение цилиндров, пропуск подачи топлива, кольцевой клапан, электромагнит.

The article discusses the problem of increasing the fuel efficiency of diesel engines at low load and idle modes by turning off the cylinders. The method is one of the effective ways to increase fuel economy in these modes. But its inherent disadvantages do not allow to fully obtain fuel economy. The method of skipping fuel supply is presented, which consists in the fact that when the diesel engine switches to low load and idle modes, the fuel supply stops not in the same cylinder, but in all cylinders alternately. To implement this method of regulation, the diesel fuel system must allow the skipping of individual cycle feeds. This is only possible with electronic fuel control. Many currently operating diesel engines are equipped with electronically controlled fuel supply systems, however, due to design features, it is not always advisable to reconfigure the system to work with a fuel supply skipping. In this regard, the most interesting are electronically controlled devices (valves), which can be implemented in a standard fuel supply system. The practical interest have the ring-type valves, where the split ring itself performs the function of the power and locking element, and the cylindrical surface serves as a socket for the ring. A fuel flow skipping device based on an electromagnetic-controlled valve of the annular type is proposed. Theoretical studies have made it possible to optimize the shape and size of the valve, in particular, to improve performance with a small section of the ring, to reduce the opposing forces and to obtain a large power of the electromagnet. Bench tests showed the efficiency of the proposed device with different numbers of skipped fuel supplies.

Keywords: cylinder shutdown, fuel flow pass, ring valve, electromagnet.

Введение

Эффективным способом повышения топливной экономичности дизельных двигателей на режимах малых нагрузок и холостых ходов является метод отключения части цилиндров [1, 2], который иногда называют методом изменения рабочего объема двигателя, подразумевая его изменение, когда в работе остается часть цилиндров [3]. Недостатками метода являются ступенчатое изменение удельного расхода топлива (рис. 1), возрастание неидентичности по цилиндрам тепловой напряженности основных деталей двигателя (длительное прекращение подачи топлива в одни и те же цилиндры приводят к его охлаждению), увеличение неравномерности вращения коленчатого вала и др. При работе с пропуском отдельных подач топлива указанные недостатки могут проявляться в значительно меньшей степени [4].

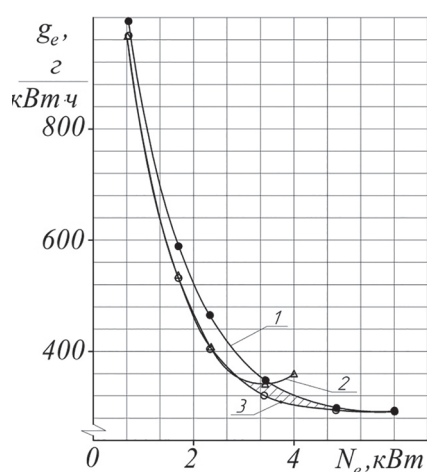


Рис. 1. Экспериментальные нагрузочные характеристики дизеля 2Ч105х120 с частотой вращения коленчатого вала 1100 мин⁻¹ при работе: 1 – на всех цилиндрах; 2 – на одном цилиндре; 3 – с пропуском подач топлива

Цель исследования

Исследование и разработка устройства для реализации пропуска подачи топлива.

Материалы и методы

Исследования проводились на топливном насосе высокого давления 4УТНИ. Теоретические исследования велись с использованием комплекса моделирования электромагнитных задач – Elcut.

Результаты и обсуждение

Пропуск подачи топлива можно считать частным случаем метода отключения ци-

линдров. Суть метода заключается в том, что при переходе дизеля на режимы малых нагрузок и холостых оборотов прекращается подача топлива не в одном и том же цилиндре, а во всех цилиндрах поочередно. При этом удельный расход топлива меняется плавно и позволяет дополнительно получить экономию (заштрихованная зона на рис. 1).

Для реализации даны метода регулирования топливная система дизеля должна позволять пропускать отдельные цикловые подачи топлива. Это возможно лишь при электронном управлении топливоподачей.

Множество ныне эксплуатируемых дизельных двигателей оснащены электронно-управляемыми системами топливоподачи, однако из-за конструктивных особенностей не всегда целесообразно перенастраивать систему на работу с пропуском подачи топлива.

В связи с этим наибольший интерес представляют электронно-управляемые устройства (клапаны), которые можно внедрить в штатную систему топливоподачи [5, 6].

Практический интерес представляют клапаны кольцевого типа, в которых функцию силового и запирающего элемента выполняет само разрезное кольцо, а гнездом для кольца служит цилиндрическая поверхность [7–9].

На рис. 2 представлено разработанное устройство с кольцевым клапаном для работы с пропуском подачи топлива.

Устройство работает следующим образом. Для пропуска подачи топлива в цилиндр на обмотку электромагнита 9 до начала подачи топлива плунжером подается управляющее напряжение от ЭБУ. При этом кольцо открывает канал 8 и сливает топливо в линию низкого давления. При обесточивании обмотки электромагнита кольцо возвращается в исходное положение благодаря своей упругости.

Если на обмотку электромагнита напряжение не подано, то кольцо остается плотно прижатым к гнезду и не пропускает топливо на слив. При этом нагнетаемое топливо из полости Б поступает через нагнетательный клапан 5 к форсунке и впрыскивается в цилиндр.

Поскольку клапан монтируется в линию высокого давления, к электромагниту предъявляются требования по надежности, быстродействию и развиваемой силе притяжения. Размеры электромагнита ограничиваются требованиями уменьшения объема внутриклапанной полости.

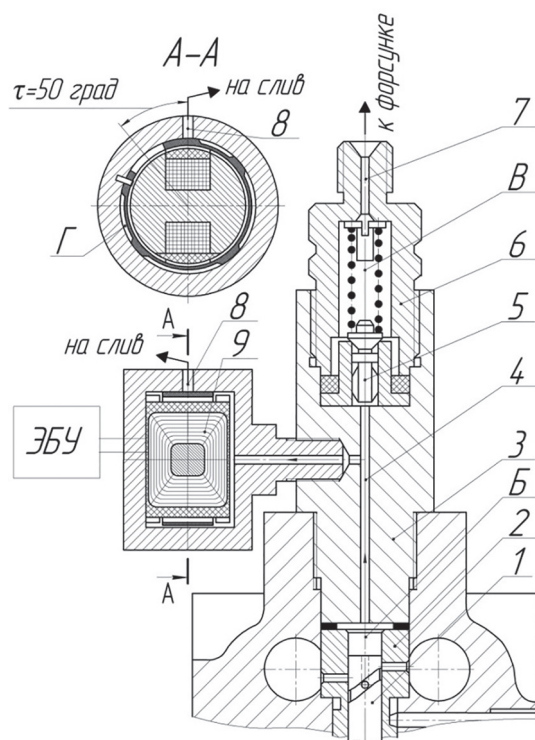


Рис. 2. Схема секции насоса высокого давления с электроуправляемым перепускным устройством с кольцевым клапаном:

1 и 2 – плунжер насоса и его втулка; 3 – штуцер-переходник; 4, 7, 8 – каналы; 5 и 6 – клапан нагнетательный грибовидный и его штуцер; 9 – электромагнит; Б – надплунжерное пространство; В – полость нагнетательного грибовидного клапана; Г – полость кольцевого клапана; ЭБУ – электронный блок управления

На рис. 3 представлено два возможных варианта исполнения электромагнитов перепускного устройства, отличающихся расположением магнитных силовых линий.

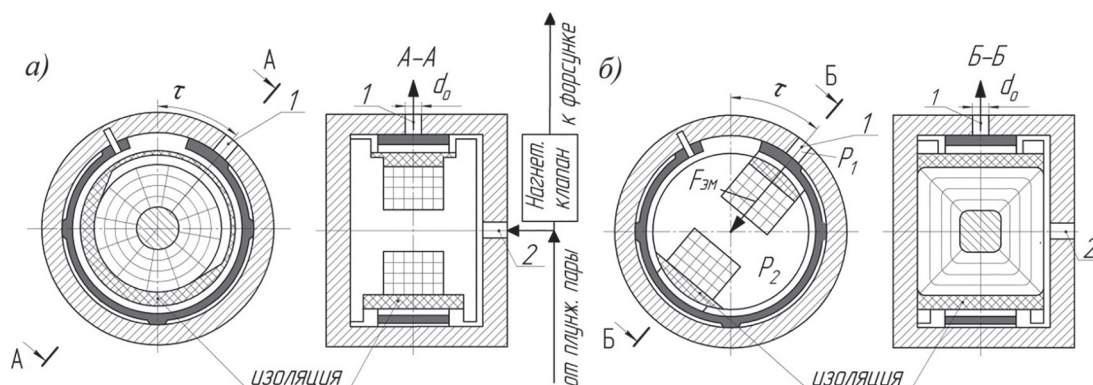


Рис. 3. Схемы электромагнитов перепускного устройства с магнитными силовыми линиями вдоль образующей кольца (а) и поперек нее (б):

1 и 2 – каналы сливной и подводящий; P_1 и P_2 – давления топлива в канале 1 и во внутриклапанной полости; τ – угол, определяющий положение сливного канала относительно середины зазора между кромками кольца; $F_{эм}$ – сила притяжения электромагнита

Угол τ определяет положение сливного канала относительно середины зазора между кромками кольца. При изменении этого угла будет меняться и противодействующие электромагниту силы. Например, при малых значениях угла можно избавиться от силы трения и значительно уменьшить силу давления топлива и силу упругости. Таким образом, угол τ будет определять эффективность работы электромагнита.

С целью определения оптимального угла τ расположения электромагнитов и сравнения их по развиваемой силе притяжения были проведены программы не расчеты с использованием комплекса моделирования электромагнитных задач Elcut. В расчетах использовалась модель магнитного нестационарного поля в декартовых координатах. Решалась оптимизационная осесимметричная задача при постоянном зазоре 0,4 мм между якорем (кольцом) и сердечником электромагнита без учета влияния противодействующих сил и вихревых токов в сердечниках.

На обмотку электромагнитов подавался импульс напряжения величиной от 6 до 36 В продолжительностью до $t = 30$ мс при различных сечениях провода и количестве витков обмотки.

Сила притяжения $F_{эм}$ оказалась максимальной при предполагаемом сечении медного провода 0,312 мм² с количеством витков 100 (суммарным активным сопротивлением $R_a = 0,6$ Ом).

Зависимости $F_{эм}$ от напряжения на обмотках электромагнитов и угла τ изображены на рис. 4.

Как видно, по развиваемому усилию предпочтительным оказался электромагнит второ-

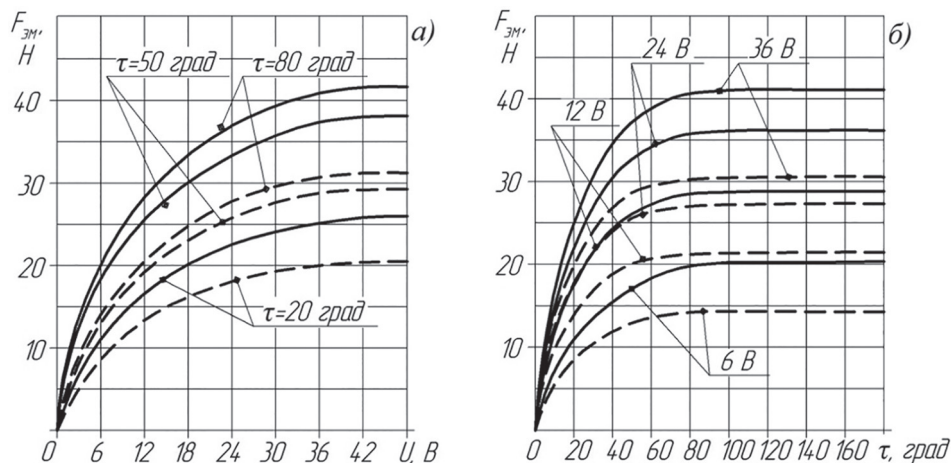


Рис. 4. Зависимости сил притяжения электромагнитов первого (штриховые линии) и второго (сплошные) вариантов от напряжения (а), подаваемого на их обмотки и угла τ (б)

го варианта. Он развивал большую силу притяжения при любых задаваемых напряжениях и углах τ .

Экспериментально сила притяжения электромагнитов, изготовленных с теми же размерами и параметрами обмотки, определялась при помощи рычажно-весового динамометра (рис. 5) с учетом противодействующих сил: силы давления топлива $F_{\text{дт}}$ в полости клапана, упругости кольца $F_{\text{упр}}$, трения кромки кольца о поверхность гнезда $F_{\text{тр}}$, силы инерции $F_{\text{и}}$, гидравлического и магнитного залипаний $F_{\text{гм}}$, а также веса грузов $F_{\text{гр}}$. Во внутриклапанной полости поддерживалось постоянное давление топлива 0,2 МПа. Величина давления фиксировалась манометром.

Величина тока в обмотках электромагнитов определялась по падению напряжения

на шунте с помощью аналогово-цифрового преобразователя. Ток в обмотках составил 10, 20 и 60 А при подаче на них напряжений 6, 12 и 36 В, соответственно.

Подбором веса грузов $F_{\text{гр}}$ определялись максимальные силы притяжения электромагнитов, необходимые для открытия сливного канала на 0,4 мм. Эксперименты проводились при различных напряжениях на обмотке электромагнитов и углах τ от 0 до 180 град.

Результаты эксперимента представлены на рис. 6.

С увеличением напряжения в обмотках электромагниты могли преодолеть больший вес грузов, т.е. сила их притяжения пропорционально возрастала (рис. 6, а), запас мощности увеличивался. Особенно у электромагнита второго варианта.

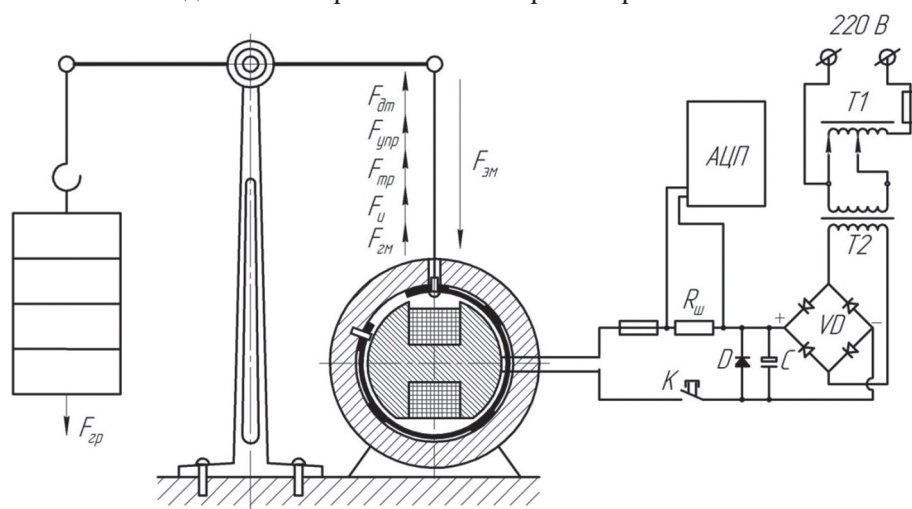


Рис. 5. Схема рычажно-весового динамометра и электрической части:

T_1 и T_2 – регулируемый лабораторный автотрансформатор и понижающий трансформатор; VD – диодный мост; C – конденсатор; D – защитный диод; $R_{\text{ш}}$ – шунт; K – ключ включения цепи

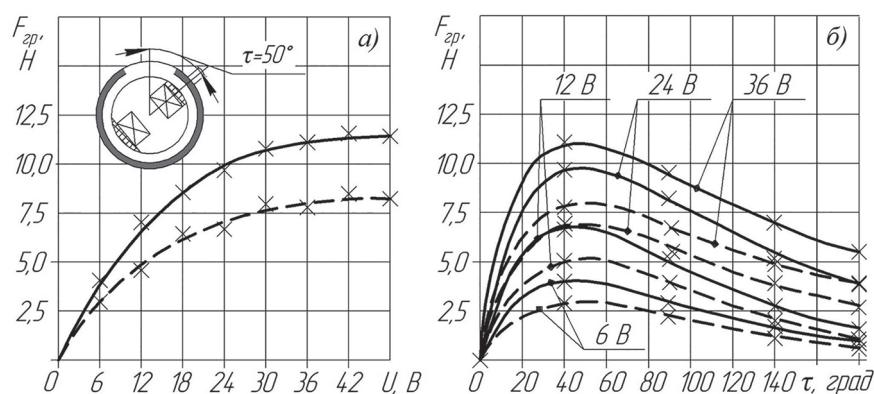


Рис. 6. Экспериментальные зависимости максимального веса грузов, приложенных к электромагнитам первого (штриховые кривые) и второго (сплошные) вариантов от напряжения, подаваемого на их обмотку при $\tau = 50$ град (а) и различных углов τ (б)

При изменении угла τ от 0 до 180 град сила притяжения сначала возрастала аналогично расчетным данным (рис. 6, б), а затем уменьшалась. Причиной уменьшения является возрастание противодействующих сил со стороны кольца. При $\tau \approx 40...60$ град перемещается только кромка кольца, исключается сила трения, уменьшаются силы давления топлива, упругости кольца и инерции. А при $\tau \geq 60$ град перемещается вся свободная половина, увеличивая сначала силы давления топлива, инерции, затем силы упругости и трения.

Из сравнения экспериментальных графиков с расчетными рис. 4 следует, что значительная часть сил притяжения электромагнитов порядка, составляющая 70–75 %, затрачивается на преодоление сопротивления клапана и теряется из-за вихревых токов в сердечниках и нагрева обмотки.

Таким образом, для перепускного устройства целесообразным является использование электромагнита второго варианта с расположением его под указанным углом $\tau = 40...60$ град.

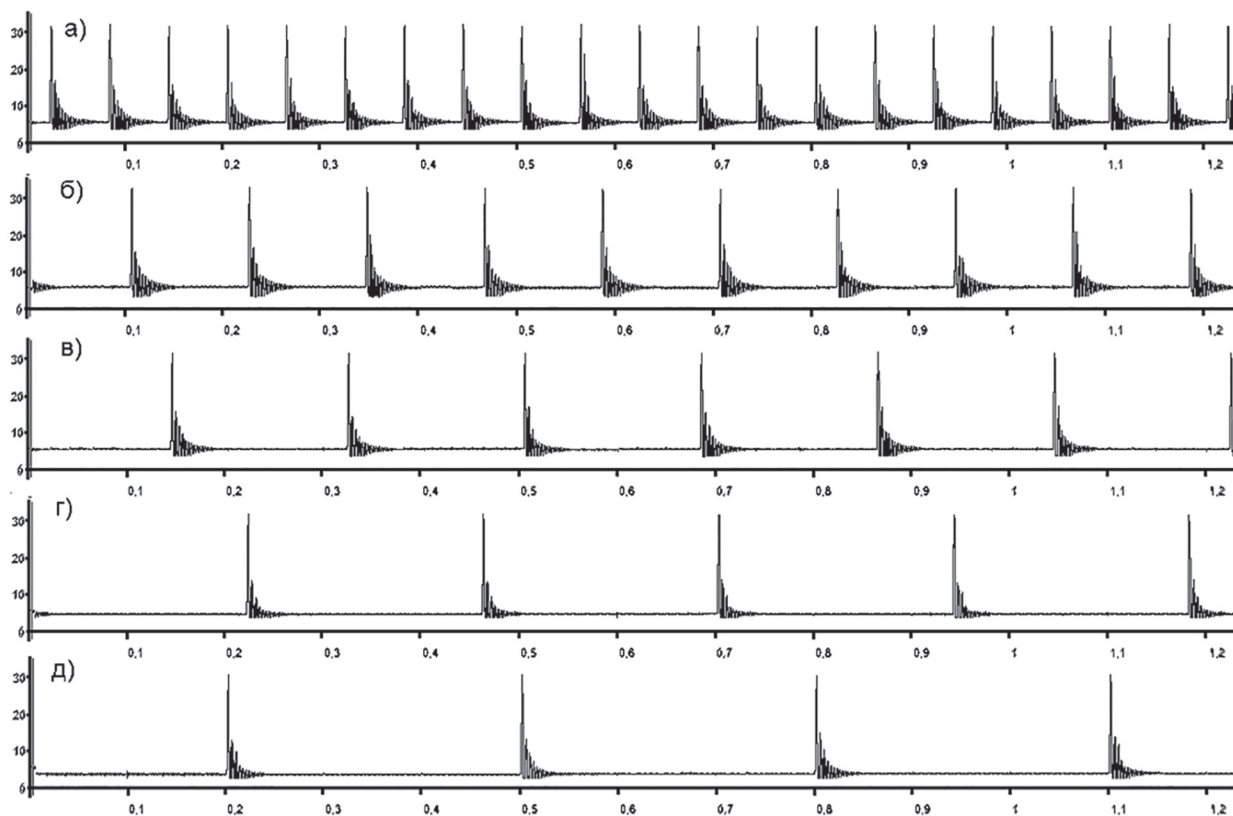


Рис. 7. Осциллограммы давления топлива у штуцера форсунки при реализации: а – всех подач; б – каждой второй подачи; в – каждой третьей; г – четвертой; д – пятой

На рис. 7 представлены осциллограммы давления топлива у штуцера форсунки секции насоса, оборудованной предлагаемым устройством пропуска подачи топлива. Как видно из данных, предлагаемое устройство позволяет пропускать различное количество подач топлива в цилиндр двигателя (каждая вторая, третья и т.д.) благодаря достаточной силе притяжения электромагнита, быстрдействию и надежности работы.

Выводы

Полученные экспериментальные данные по определению сил притяжения электромагнитов выявили возможность оптимизации формы и расположения электромагнита, в частности, позволили улучшить работоспособность клапана при малом сечении кольца (якоря), уменьшить противодействующие силы (исключив влияние сил трения) и получить большую мощность электромагнита.

Литература

1. Патрахальцев Н.Н., Страшнов С.В., Мельник И.С., Корнев Б.А. Изменение числа работающих цилиндров дизеля – вариант повышения экономичности его режимов малых нагрузок // Автомобильная промышленность. 2012. № 2. С. 11–13.
2. Гайсин Э.М., Рожков С.А. Повышение эффективности работы дизельных двигателей при регулировании нагрузки отключением цилиндров // Энергосбережение и водоподготовка. 2019. № 2 (118). С. 73–76.
3. Аношина Т.С. Повышение экономических и экологических качеств транспортного дизеля при работе на режимах малых нагрузок и холостых ходов: дис ... канд. техн. наук. М., 2014. 121 с.
4. Гайсин Э.М. Повышение топливной экономичности тракторных дизелей регулированием режимов их работы пропуском подачи топлива: дис ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург – Пушкин, 2007. 129 с.
5. Патрахальцев Н.Н., Олесов И.Ю., Камышников О.В. и др. Авт. св. 1694955 РФ. Топливная система дизеля с отключением цилиндров. БИ. 1991. № 44.
6. Харисов Д.Д., Баширов Р.М. Баширов Р.М., Галиуллин Р.Р., Гайсин Э.М. Топливная система распределительного типа для автотракторных дизелей с регулированием режимов работы отключением подачи топлива: патент на изобретение № 2301903 от 27.06.2007 г.
7. Клапаны топливных систем двигателей внутреннего сгорания. Уфа: Гилем, 2012. 112 с.
8. Баширов Р.М., Харисов Д.Д. Кольцевые клапаны для топливных систем двигателей внутреннего сго-

рания // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2013. № 1 (25). С. 11–13.

9. Баширов Р.М., Харисов Р.М. Способ изготовления разрезных колец кольцевых клапанов: патент на изобретение № 2506322 от 23.07.2012 г.

References

1. Patrahalt'cev N.N., Strashnov S.V., Mel'nik I.S., Kornev B.A. Changing the number of working diesel cylinders as an option to increase the efficiency of its low-load modes. *Avtomobil'naya promyshlennost'*. 2012. No 2, pp. 11–13 (in Russ.).
2. Gajsin E.M., Rozhkov S.A. Improving the efficiency of diesel engines when regulating the load by turning off the cylinders. *Energoberezhenie i Vodopodgotovka*. 2019. No 2 (118), pp. 73–76 (in Russ.).
3. Anoshina T.S. Povyshenie ekonomicheskikh i ekologicheskikh kachestv transportnogo dizelya pri rabote na rezhimakh malyh nagruzok i holostykh hodov: dis....kand. tekhn. nauk [Improving the economic and environmental qualities of a transport diesel engine when operating at low load and idle modes: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Moscow, 2014. 121 p.
4. Gajsin E.M. Povyshenie toplivnoj ekonomichnosti traktornykh dizelej regulirovaniem rezhimov ih raboty propuskom podachi topliva: dis.... kand. tekhn. nauk [Improving the fuel economy of tractor diesels by regulating their operation modes by skipping fuel supply: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Sankt-Peterburg-Pushkin, 2007. 129 p.
5. Patrahalt'cev N.N., Olesov I.YU., Kamysnikov O.V. i dr. Avt. sv. 1694955 RF. Toplivnaya sistema dizelya s ot-klyucheniem cilindrov [Cylinder shutdown diesel system]. BI. 1991. No 44.
6. Harisov D.D., Bashirov R.M. Bashirov R.M., Galiullin R.R., Gajsin E.M. Patent na izobretenie No 2301903 ot 27.06.2007 g. Toplivnaya sistema raspredelitel'nogo tipa dlya avtotraktornykh dizelej s regulirovaniem rezhimov raboty ot-klyucheniem podach topliva [Distribution type fuel system for automotive diesel engines with regulation of operating modes by switching off the fuel supply].
7. Klapanы toplivnykh sistem dvigatelej vnutrennego sgoraniya [Valves for fuel systems of internal combustion engines]. Ufa: Gilem Publ., 2012. 112 p.
8. Bashirov R.M., Harisov D.D. Ring valves for fuel systems of internal combustion engines. *Vestnik Bashkirskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2013. No 1 (25), pp. 11–13 (in Russ.).
9. Bashirov R.M., Harisov R.M. Patent na izobretenie No 2506322 ot 23.07.2012 g. Sposob izgotovleniya razreznnykh kolec kol'cevykh klapanov [A method of manufacturing split rings of annular valves].

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГУПЕРАТИВНОГО ПРИВОДА РАБОЧИХ ОРГАНОВ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

THE EXPERIMENTAL EVALUATION OF THE EFFECTIVENESS OF THE REGENERATIVE DRIVE OF THE WORKING BODIES OF A COMBINE HARVESTER

Д.А. ДУБОВИК¹, д.т.н.
Н.П. ПЕРШУКЕВИЧ¹
В.И. ПРИБЫЛЬСКИЙ¹, к.т.н.
О.А. БАРАН¹
А.С. ШАНТЫКО²
А.Н. ВЫРСКИЙ²

¹ Объединенный институт машиностроения НАН
Беларуси, Минск, Беларусь

² ОАО «Гомсельмаш», Гомель, Беларусь, doubovik@oim.by

D.A. DUBOVIK¹, DSc in Engineering
N.P. PERSHUKEVICH¹
V.I. PRIBYL'SKIY¹, PhD in Engineering
O.A. BARAN¹
A.S. SHANTYKO²
A.N. VYRSKIY²

¹ Joint Institute of Mechanical Engineering of the National
Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus

² JSC «Gomselmash», Gomel, Belarus, ddoubovik@oim.by

В зерноуборочных самоходных комбайнах при выполнении технологических процессов скашивания зерновых культур и очистки зерна применяются колеблющиеся рабочие органы. Имея преимущества при выполнении технологических процессов, они являются источником знакопеременной нагрузки, вызванной силами инерции масс элементов этих органов и приводящей к динамической нагруженности их приводов и вибрации рамы комбайна. Одним из путей преодоления этих недостатков является рекуперация энергии в приводах рабочих органов.

Авторами статьи предложен метод, позволяющий за счет применения рекуперации в приводе рабочих органов комбайна уменьшить динамическую нагруженность привода, а также снизить вибрацию рамы машины. На основе предложенного метода разработан способ уравнивания одноножевого режущего аппарата. Для экспериментальной оценки правомерности теоретических разработок, положенных в основу представленного технического решения, был разработан и изготовлен макетный образец привода колеблющихся рабочих органов, позволяющий моделировать работу традиционного и рекуперативного приводов режущего аппарата. Проведенные экспериментальные исследования макетного образца подтвердили правомерность теоретических предположений разработанного способа уравнивания одноножевого режущего аппарата и позволили углубить теоретические и эмпирические знания в области рекуперативных приводов. Анализ результатов экспериментальных исследований макетных образцов показал, что по сравнению с традиционным рекуперативный привод позволяет снизить нагруженность и виброактивность более чем в 1,5 раза. Установлены факторы, влияющие на эффективность рекуперативного привода режущего аппарата, к которым относятся: наличие высших гармоник в спектре движений ножа, причиной которых является предложенный механизм качающейся шайбы, резонансные явления в приводе колеблющихся масс и элементах конструкции жатки, а также стремление к упрощению конструкции привода противовеса рекуператора.

Ключевые слова: зерноуборочный самоходный комбайн, колеблющиеся рабочие органы, рекуперативный привод, режущий аппарат, механизм качающейся шайбы, экспериментальное исследование, нагруженность, виброактивность, вибрация.

In grain self-propelled harvesters, when performing technological processes of mowing grain crops and cleaning grain, the oscillating working bodies are used. Having advantages in carrying out technological processes, they are a source of alternating load caused by the inertia forces of the masses of the elements of these organs and leading to the dynamic loading of their drives and vibration of the combine frame. One way to overcome these shortcomings is the recovery of energy in the drives of the working bodies. The authors of the article have proposed a method that, due to the use of a regenerative drive, can reduce its dynamic loading, as well as reduce the vibration of the machinery frame. Based on the proposed method, a method for balancing a single-knife cutting apparatus has been developed. For an experimental assessment of the legitimacy of the theoretical developments underlying the presented technical solution, a prototype drive of oscillating working bodies was developed and manufactured, which allows simulating the operation of traditional and regenerative cutting machine drives. The experimental studies of the prototype model confirmed the validity of the theoretical background of the developed method for balancing a single-knife cutting apparatus and allowed to deepen the theoretical and empirical knowledge in the field of regenerative drives. An analysis of the results of experimental studies of prototype samples showed that, compared with a traditional drive, a regenerative drive can reduce the load and vibration activity by more than 1.5 times. The factors affecting the efficiency of the regenerative drive of a single-knife cutting device have been established, which include: the presence of higher harmonics in the law of motion of the knife provided by the rolling washer mechanism, resonance phenomena in the drive of oscillating masses and structural elements of the header, simplification of the design of the drive of the recuperator counterweight.

Keywords: self-propelled combine harvester, oscillating working bodies, regenerative drive, cutting apparatus, rolling plate mechanism, experimental research, loading, vibration activity, vibration.

Введение

Зерноуборочный самоходный комбайн (КЗС) при движении по полю на своем борту выполняет функции трех сельскохозяйственных машин [1]: жатки, молотилки, веялки. Для выполнения технологических процессов работы жатки и системы очистки рабочие органы комбайна совершают колебания [2], что является источником знакопеременной нагрузки на раму и приводит к возникновению вибрации органов управления [3], сидений механизатора и его помощника, а также всех элементов конструкции комбайна [4]. Колебания рабочих органов увеличивают нагруженность [5] и энергопотребление приводов очистки и режущего аппарата [6].

Для обеспечения конкурентоспособности производители сельскохозяйственной техники вынуждены увеличивать производительность выпускаемых КЗС [2]. Увеличение производительности сопровождается повышением пропускной способности, которое достигается возможностью установки зерноуборочных жаток с большей шириной захвата, а также увеличением скорости движения комбайна по полю [7], требующим повышения частоты работы режущего аппарата. С развитием технологий в растениеводстве и увеличением урожайности зерновых культур производители сельскохозяйственной техники расширяют типоразмерные ряды своей продукции за счет разработки и освоения производства тракторов [8] и КЗС более высоких классов [9]. При этом увеличение пропускной способности очистки осуществляется, как правило, масштабированием ее параметров с учетом ограничений, накладываемых компоновочными решениями размещения рабочих органов, а также увеличением конструктивной ширины захвата жатки [10]. В результате возрастают нагрузки, возникающие в механизме привода, что актуализирует разработку методов снижения нагруженности и виброактивности приводов колеблющихся рабочих органов.

Выполненные ранее исследования свидетельствуют о возможности снижения динамических нагрузок в приводе, вызванных силами инерции колеблющихся масс, за счет рекуперативного привода в несколько раз. Например, в работах [11, 12], где приведены результаты, соответственно, теоретических и экспериментальных исследований привода режущего аппарата на базе механизма качаю-

щейся шайбы (МКШ), указано, что теоретически с помощью рекуперативного привода имеется возможность снижения инерционной нагрузки в определяющем надежность привода сопряжении по сравнению с традиционным приводом в 8 раз [11]. При экспериментальных исследованиях в стендовых условиях снижение этой нагрузки зафиксировано в 5 раз [12]. При этом следует отметить, что техническое решение рекуперативного привода, предложенное в указанных работах, не предусматривает уравнивание действия инерционных сил масс ножа на раму жатки.

Сотрудниками Объединенного института машиностроения НАН Беларуси совместно со специалистами научно-технического центра комбайностроения ОАО «Гомсельмаш» предложены методы снижения нагруженности и виброактивности привода колеблющихся рабочих органов, основанные на использовании рекуперации энергии в механизмах привода [3, 13]. Разработан способ уравнивания одноножевого режущего аппарата на основе применения в конструкции привода упругого элемента и противовеса, при котором с помощью привода обеспечивают противофазные колебания ножа и противовеса. Причем, противофазные колебания центров масс ножа и противовеса осуществляют по траекториям, лежащим на одной прямой, с соотношением амплитуд колебаний ножа и противовеса обратно пропорциональным их массам. Нож и противовес соединяют упругим элементом, сила упругости которого направлена по упомянутой прямой. При этом упругий элемент выполняют жесткостью c , определяемой из выражения:

$$c = bk. \quad (1)$$

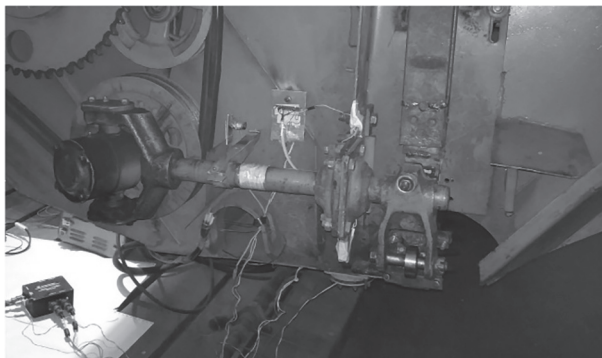
В выражении (1) коэффициент b учитывает условия работы режущего аппарата, отклонения частоты колебаний ножа от номинального значения, нелинейность и стабильность характеристики жесткости упругого элемента и др., k – номинальная жесткость упругого элемента, значение которой рассчитывается по формуле:

$$k = \frac{4\pi^2 f^2 m_n m_{пр}}{m_n + m_{пр}},$$

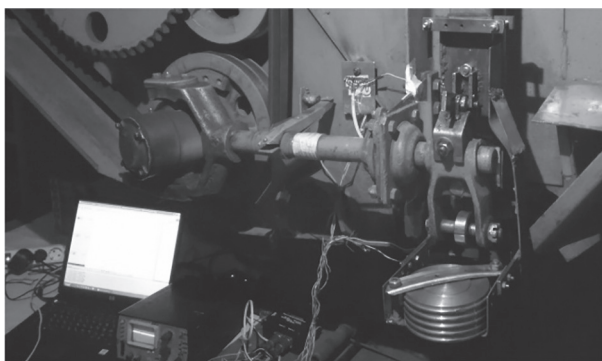
где f – номинальная частота колебаний ножа; m_n и $m_{пр}$ – масса ножа и противовеса.

Для оценки правомерности предложенных теоретических положений в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси

разработан и изготовлен макетный образец привода колеблющихся рабочих органов, позволяющий моделировать работу традиционного (рис. 1, *а*) и рекуперативного (рис. 1, *б*) приводов режущего аппарата КЗС.



а



б

Рис. 1. Макетные образцы привода колеблющихся рабочих органов:
а – традиционный; *б* – рекуперативный с противовесом

Цель исследований

Экспериментальные исследования разработанного рекуперативного привода колеблющихся рабочих органов КЗС, а также выявление факторов, влияющих на его эффективность.

Материалы и методы

Экспериментальная оценка эффективности рекуперативного привода проводилась методом сравнения численных значений технических параметров рекуперативного и традиционного приводов ножа режущего аппарата жатки, колебательное движение которых обеспечивалось посредством МКШ. В качестве измеряемых параметров принимались нагруженность и виброактивность привода жатки, а также вибрация рамы. Оценка нагруженности привода производилась по величине кру-

тящего момента на валу колебателя МКШ, оценка виброактивности – по силе, действующей на опору вала колебателя МКШ в направлении колебаний ножа. Вибрация рамы жатки оценивалась по ее виброускорению, измеряемому датчиком вибрации (акселерометром).

Для исследования технических параметров рекуперативного привода использовалась стендовая установка (рис. 2), включающая традиционный привод, рекуператор, противовес, тензометрическое оборудование, оборудование для регистрации и записи результатов измерений.

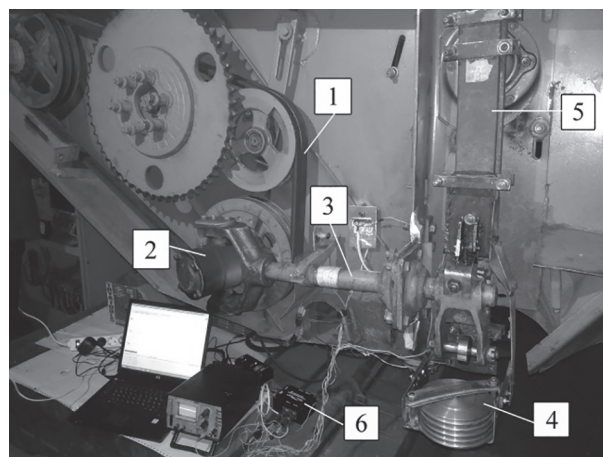


Рис. 2. Общий вид стендовой установки:
1 – ременная передача; 2 – МКШ; 3 – вал колебателя; 4 – противовес; 5 – рекуператор; 6 – тензометрическое оборудование

Стендовая установка

Рекуперативный привод, в отличие от традиционного, содержит рекуператор (пружину) и систему грузов (противовес). Во время включения электрического шкафа управления привода двигатель через карданный вал передает крутящий момент клиноременной передаче с натяжным роликом. Ведомый шкив ременной передачи через вал связан с МКШ, который передает колебательные движения валу колебателя. Вал колебателя рекуперативного привода посредством тяг и шарниров связан с пружиной, спинкой ножа и противовесом. Работа ножа обеспечивается за счет передачи знакопеременной силы от вала колебателя. Для имитации массы комбайна использована плита на виброопорах массой 9 тонн, на которой посредством кронштейнов закреплялась жатка.

Испытания проводились на макетных образцах привода (рис. 1) с массой ножа в сборе

8 кг. Для рекуперативного макетного образца использован рекуператор массой 8,5 кг, изготовленный в виде аналога плоской U-образной пружины, свободные концы которой соединены с противовесом, содержащим систему грузов массой 5 кг, и головкой ножа.

Приборы и оборудование

Измерения проводились методом тензометрирования. Тензометрическое оборудование (рис. 3) включало усилитель-преобразователь, источник питания постоянного тока, набор кабелей и тензорезисторов, а также необходимое программное обеспечение для регистрации, записи и обработки сигналов с тензорезисторов на персональном компьютере. В качестве измерительного оборудования использовалось многоканальное интегрированное устройство – усилитель АТ1-8 с USB-адаптером производства ООО «Тилком» и программным обеспечением «Профи».

Для экспериментальных исследований использовались линейные тензорезисторы с одной измерительной решеткой 5П1-5-100-А12 ($K = 2,18 \pm 0,01$), соединенные между собой по полумостовой схеме включения. Расположение датчиков на стендовой установке приведено на рис. 4.

Датчик вибрации размещался на раме жатки в зоне крепления опоры вала колебателя МКШ, датчик крутящего момента – непосредственно на валу колебателя, датчик виброактивности привода режущего аппарата – на кронштейне опоры вала колебателя. Направления максимальной чувствительности датчиков в местах их установки совпадало с направлениями колебаний измеряемых величин.

Проведение измерений

Перед проведением измерений осуществлялась наладка привода режущего аппарата жатки, выполнялась тарировка датчиков и оборудования, проводились тестовые измерения. Кратность проведения стендовых испытаний составляла не менее 3 раз для каждого варианта (традиционный и рекуперативный) привода.

Результаты и обсуждение

Примеры осциллограмм сигналов измеряемых величин для традиционного и рекуперативного приводов, полученных при проведении экспериментальных исследований с помощью программного обеспечения «Профи», приве-

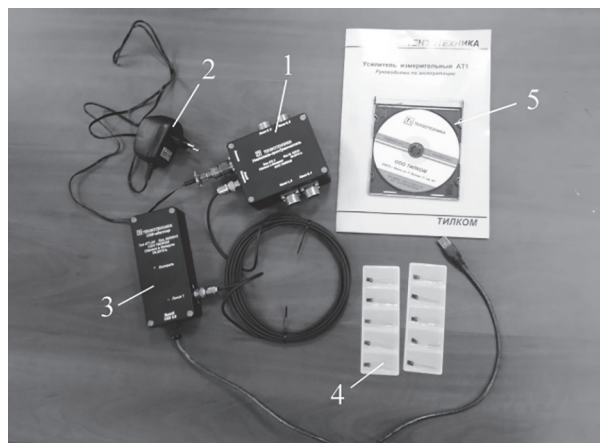


Рис. 3. Тензометрическое оборудование:
1 – усилитель-преобразователь АТ1-8;
2 – USB-адаптер; 3 – блок питания; 4 – набор тензорезисторов; 5 – программное обеспечение

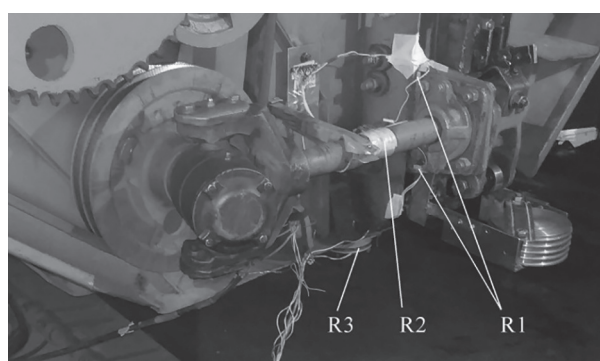
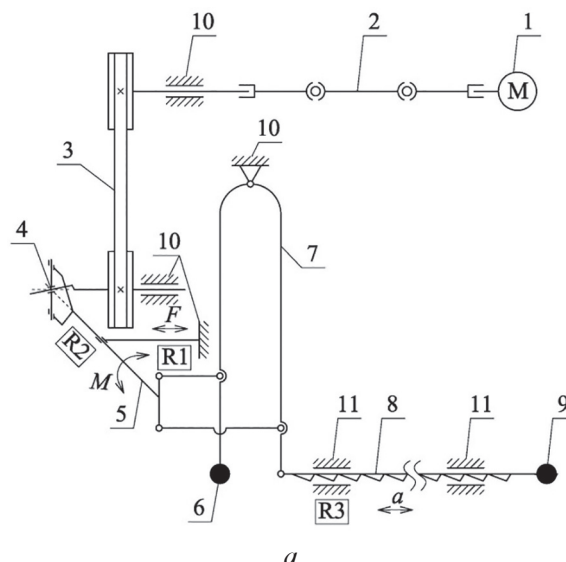


Рис. 4. Расположение датчиков на стендовой установке:
а – схема привода; б – общий вид; R1, R2, R3 – датчики силы, крутящего момента и виброускорения; 1 – двигатель; 2 – карданный вал; 3 – ременная передача; 4 – МКШ; 5 – вал колебателя; 6 – противовес; 7 – пружина; 8 – нож режущего аппарата жатки; 9 – имитация массы ножа; 10 – опоры; 11 – направляющие ножа

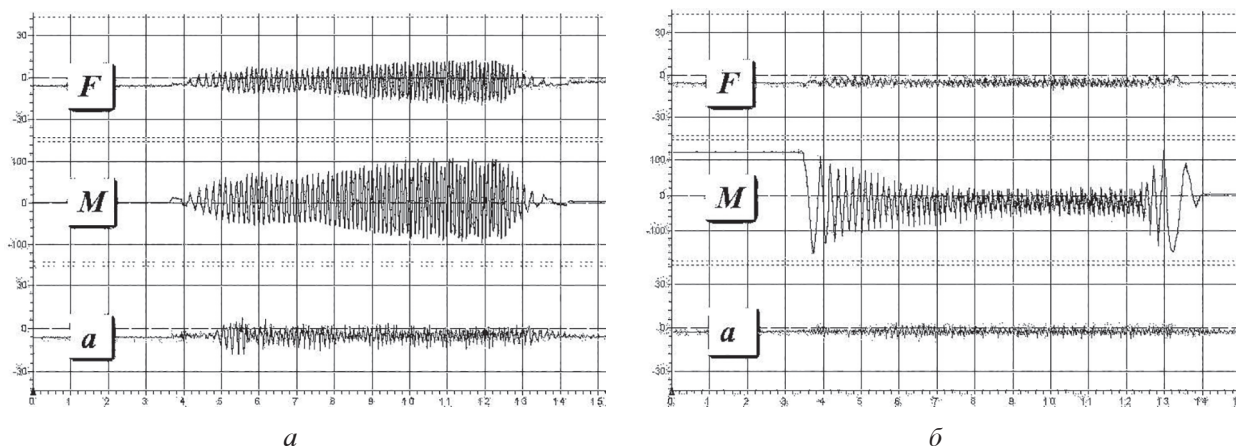


Рис. 5. Осциллограммы сигналов с датчиков для различных типов конструктивного исполнения привода:
а – традиционный привод; б – рекуперативный привод

дены на рис. 5. Здесь F – осциллограмма сигнала с датчика виброактивности (датчика силы на кронштейне опоры вала колебателя) R1 (см. рис. 4); M – осциллограмма сигнала с датчика крутящего момента на валу колебателя R2; a – осциллограмма сигнала с датчика вибрации рамы R3 (акселерометра). Осциллограммы отображают весь цикл работы привода при испытаниях: пуск, номинальный режим и остановку привода. На осциллограммах для традиционного привода (рис. 5, а) можно видеть, что размахи сигналов с датчиков силы и крутящего момента растут с увеличением частоты колебаний ножа. При этом соотношение их величин приблизительно постоянно. В то же время для рекуперативного привода (рис. 5, б) размах крутящего момента имеет максимальные значения при пуске и остановке привода и принимает минимальные значения при номинальной частоте (при совпадении вынужденной частоты колебаний ножа с собственной частотой двухмассовой колебательной системы: масса ножа – упругий элемент – масса противовеса). При этом размах силы на опоре вала колебателя несущественно зависит от частоты колебаний ножа и значительно ниже, чем для традиционного привода при номинальной частоте. Явной зависимости величины виброускорений рамы жатки от частоты колебаний ножа не обнаруживается ни для традиционного, ни для рекуперативного привода. При этом размах виброускорений заметно ниже для рекуперативного привода.

При эксплуатации подавляющую часть времени режущий аппарат работает на номинальной частоте колебаний ножа. В связи с этим оценка эффективности рекуперативного при-

вода производилась для этой частоты. В программной среде «Профи», используя возможность масштабирования осциллограмм, были обработаны и проанализированы все полученные при экспериментальных исследованиях результаты измерений. По виду осциллограмм всех измеряемых величин можно утверждать, что их колебания носят полигармонический характер. Установлено, что совпадение вынужденной частоты колебаний ножа с собственной частотой созданной колебательной находится в диапазоне 7,3...7,5 Гц. Сравнение размахов сигналов измеряемых величин для рекуперативного привода с противовесом и традиционного при номинальной частоте показало, что размахи колебаний крутящего момента на валу колебателя, силы на его опоре и виброускорения рамы жатки для рекуперативного привода в 1,5...2 раза меньше, чем для традиционного.

С целью выявления факторов, влияющих на величину снижения виброактивности и нагруженности исследуемого рекуперативного привода, была проведена обработка полученных результатов с помощью компьютерной программы Vibroanalyzer. На рис. 6–8 приведены спектры сигналов с датчиков при номинальной частоте колебаний ножа режущего аппарата, численно равной 7,32 Гц, полученные с помощью этой программы.

Сравнение спектров сигналов с датчика крутящего момента на валу колебателя МКШ для традиционного и рекуперативного приводов при номинальной частоте колебаний ножа (рис. 6) показывает, что на основной частоте (7,32 Гц) амплитуда сигнала для рекуперативного привода в 2,2 раза меньше, чем для тради-

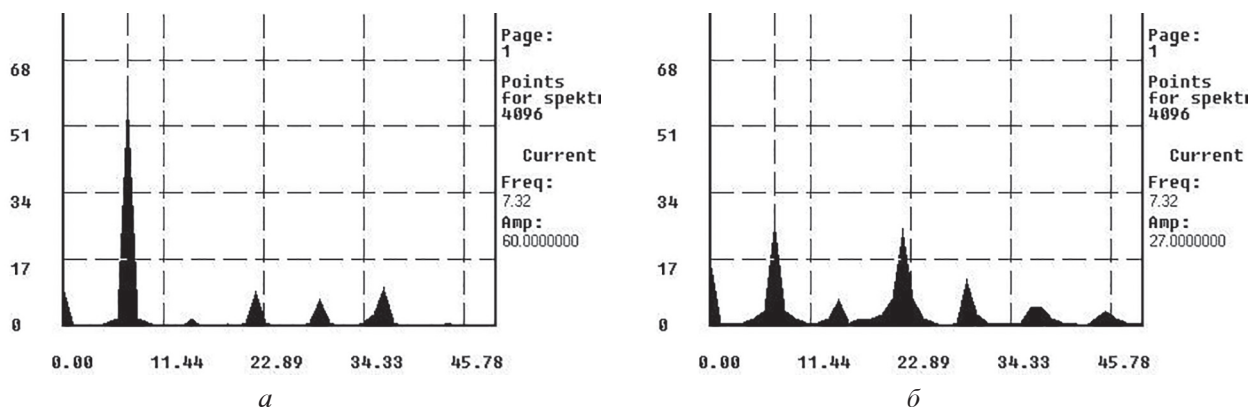


Рис. 6. Спектры сигналов с датчика крутящего момента на валу коленчатого вала МКШ:
а – традиционный привод; б – рекуперативный привод

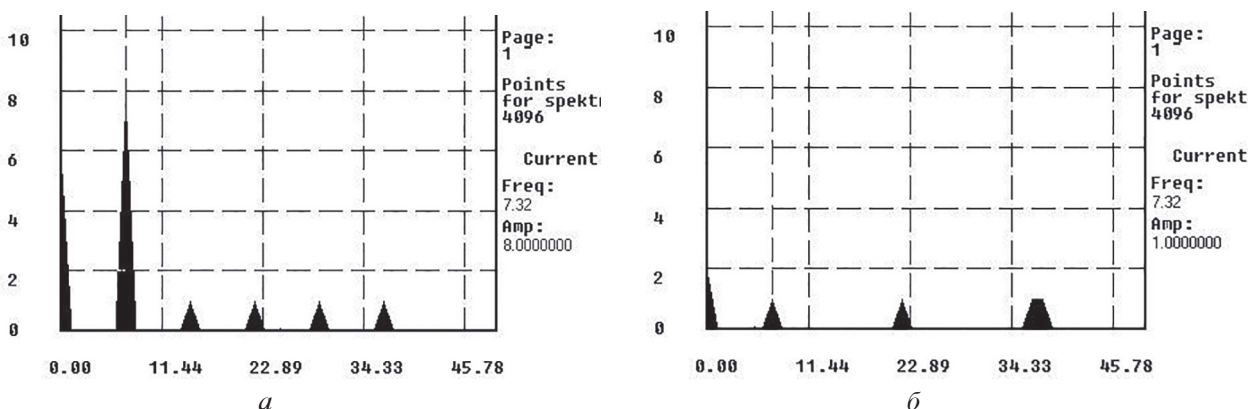


Рис. 7. Спектры сигнала с датчика силы на кронштейне опоры вала коленчатого вала МКШ:
а – традиционный привод; б – рекуперативный привод

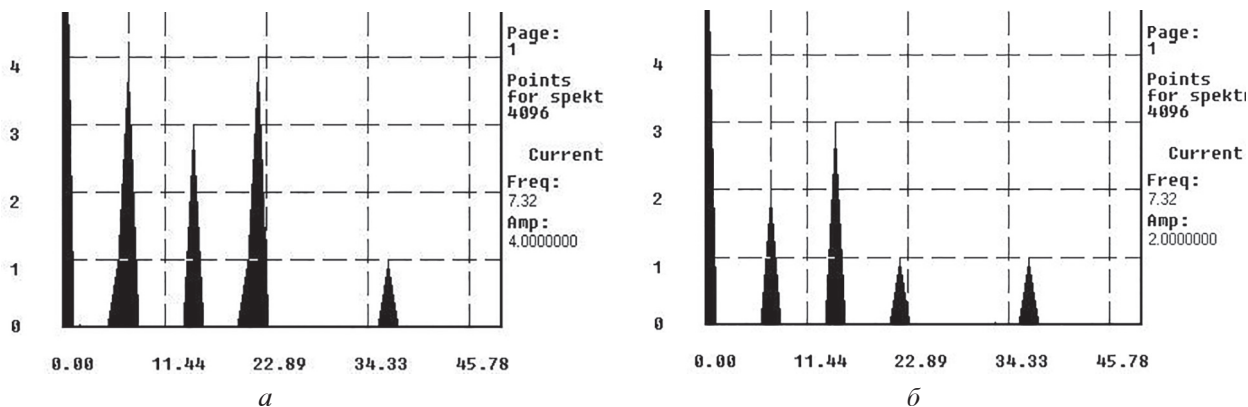


Рис. 8. Спектры сигналов с датчика виброускорений рамы жатки:
а – традиционный привод; б – рекуперативный привод

ционного. В то же время на третьей гармонике (21,96 Гц), наоборот, для рекуперативного привода амплитуда в 3 раза больше, чем для традиционного, и приблизительно равна амплитуде на основной частоте. При этом соотношение размахов колебаний, определенных по осциллограммам, составляет около 1,5. Следовательно, в увеличение размаха колебаний крутящего момента на валу коленчатого вала МКШ существенный

вклад вносит третья гармоника. Оценка ожидаемой величины третьей гармоника для рекуперативного привода показывает, что ее увеличение может составить приблизительно в 2 раза в связи с удвоением инерционной составляющей вследствие добавления в механическую систему массы противовеса. Анализ конструкции и работы привода позволил установить, что причиной такого увеличения третьей гар-

моники (в 3 раза) являются резонансные явления в приводе вследствие смещения резонансной частоты в рабочий диапазон привода из-за удвоения инерционной составляющей.

Анализ спектров сигналов с датчика силы на опоре вала колебателя МКШ при частоте колебаний ножа 7,32 Гц для традиционного и рекуперативного приводов (рис. 7) показывает, что на номинальной частоте для рекуперативного привода амплитуда силы на опоре в 8 раз меньше, чем для традиционного привода. Амплитуды высших порядков имеют приблизительно одинаковый уровень. Остаточная неуравновешенность рекуперативного привода объясняется неточностью подбора параметров противовеса из-за дискретности массы грузов. Кроме того, привод противовеса с целью упрощения его конструкции выполнен с помощью тяги, которая не обеспечивает передачу нагрузки через центр тяжести грузов противовеса. При этом нагрузка передается через «ветвь» U-образной пружины. Такое решение при условии гармонической возбуждающей силы для двухмассовой колебательной системы (массы ножа – упругий элемент – масса противовеса) при совпадении частот собственных колебаний системы и возбуждающей силы не приводило бы к передаче существенных сил на опору вала колебателя МКШ. Однако при наличии гармоник высших порядков они частично передаются на опору вала.

Величина виброускорений рамы жатки определяется не только действием возбуждающих сил, но и динамическими свойствами элементов самой рамы и подвески ее на стенде. Тем не менее, из рис. 8 видно, что общий уровень виброускорений рамы жатки, фиксируемый акселерометром, для рекуперативного привода существенно ниже, чем для традиционного. Остаточная вибрация рамы может быть вызвана причинами, объясняющими наличие колебаний силы на опоре вала колебателя МКШ. Кроме того, анализ конструкции стенда показывает, что акселерометр воспринимает колебания, вызванные силами инерции неуравновешенных масс шкивов, МКШ и другими источниками колебаний.

Анализ результатов измерений, полученных в ходе экспериментальных исследований, позволил выявить факторы, влияющие на эффективность применения рекуперативного привода режущего аппарата для снижения его нагруженности и виброактивности, которые

необходимо учитывать при проектировании конструкции приводов. Одним из главных факторов является наличие гармонических составляющих высших порядков в законе движения ножа с механизмом преобразования вращательного движения в колебательное движение на основе МКШ. Рекуперативное устройство на основе упругого элемента с линейной характеристикой упругости не уравнивает гармонические составляющие высших порядков, а присоединение массы противовеса удваивает величину крутящего момента на валу колебателя на этих частотах. Вторым фактором являются резонансные явления в приводе на частотах гармоник. Присоединение дополнительной массы (противовеса) в колебательную систему снижает частоту резонансных колебаний, и она может попадать в рабочий диапазон привода, вызывая повышение нагрузки на вал колебателя МКШ. Кроме того, к увеличению размаха крутящего момента на валу колебателя относительно ожидаемого значения могут привести ударные нагрузки, возникающие в режущем аппарате или непосредственно в приводе.

Заключение

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования макетного образца рекуперативного привода жатки зерноуборочного комбайна с преобразователем на базе МКШ подтвердили правомерность разработанного способа уравнивания одноножевого режущего аппарата и позволили углубить теоретические и эмпирические знания в области рекуперативных приводов. Анализ результатов экспериментальных исследований макетных образцов показал, что по сравнению с традиционным рекуперативный привод позволяет снизить нагруженность и виброактивность более чем в 1,5 раза. Установлены факторы, влияющие на эффективность рекуперативного привода режущего аппарата, к которым относятся: наличие высших гармоник в спектре движений ножа, причиной которых является предложенный механизм качающейся шайбы, резонансные явления в приводе колеблющихся масс и элементах конструкции жатки, а также стремление к упрощению конструкции привода противовеса рекуператора.

Литература

1. Дубовик Д.А., Бакалова Л.Ю., Шантыко А.С. Тенденции развития уборочной сельхозтехники // Новые материалы, оборудование и технологии

- в машиностроении: материалы междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых. Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2018. С. 39.
2. Дубовик Д.А., Еловой О.М., Бакалова Л.Ю. Основные направления развития автотракторокомбайностроения. Минск: Объед. ин-т машиностр. Нац. акад. наук Беларуси, 2014. 176 с.
 3. Дубовик Д.А., Першукевич Н.П., Ракова Н.Л. Снижение вибрации рам машин с рекуперативными приводами колеблющихся рабочих органов // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы междунар. науч.-техн. конф. Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2017. С. 67–68.
 4. Мартыненко Д.С. Повышение эффективности системы очистки зерноуборочного комбайна путем применения рекуперативного привода решет и транспортной доски: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Тюмень, 2015. 21 с.
 5. Высоцкий М.С., Амельченко П.А., Дубовик Д.А., Стасилевич А.Г. Влияние привода ведущих колес на управляемость трактора // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2007. № 1. С. 36–38.
 6. Высоцкий М.С., Дубовик Д.А. Коэффициент полезного действия ходовых систем колесных машин // Доклады НАН Беларуси. 2007. Т. 51. № 2. С. 91–94.
 7. Дубовик Д.А. Скоростной класс тракторов // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых. Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2018. С. 38.
 8. Амельченко П.А., Дубовик Д.А., Ключников А.В., Ващула А.В. Современные тенденции сельхозтракторостроения // Известия НАН Беларуси. Серия физико-технических наук. 2018. Т. 63. № 1. С. 76–92. DOI: 10.29235/1561-8358-2018-63-1-76-92.
 9. Поддубко С.Н., Амельченко П.А., Стасилевич А.Г., Витязь П.А., Дубовик Д.А., Ващула А.В., Жуковский И.Н., Ключников А.В. Тракторы XXI века: состояние и перспективы. Минск: Белорусская наука, 2019. 207 с.
 10. Амельченко П.А., Дубовик Д.А., Бакалова Л.Ю., Ващула А.В. Основные тенденции развития современного сельскохозяйственного тракторостроения // Наука, образование и производство в XXI веке: Современные тенденции развития: материалы юбилейн. междунар. конф. Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2016. С. 157–158.
 11. Бойко Л.И., Прибыльский В.И., Ракова Н.Л., Першукевич Н.П. Расчет рекуперативного привода режущего аппарата жатки // Известия НАН Беларуси. Серия физико-технических наук. 2012. № 2. С. 30–37.
 12. Бойко Л.И., Прибыльский В.И., Ракова Н.Л., Першукевич Н.П. Испытания рекуперативного привода режущего аппарата жатки // Известия НАН Беларуси. Серия физико-технических наук. 2013. № 1. С. 54–61.
 13. Дубовик Д.А., Першукевич Н.П., Шаповал И.А., Вырский А.Н. Способ снижения виброактивности и нагруженности привода одноножевого режущего аппарата // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы междунар. науч.-техн. конф. Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2018. С. 81–82.

References

1. Dubovik D.A., Bakalova L.YU., SHantyko A.S. Agricultural machinery development trends. Novye materialy, oborudovanie i tekhnologii v mashinostroenii: materialy mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. molodyh uchenyh [New materials, equipment and technologies in mechanical engineering: materials of international scientific and technical conference of young scientists]. Mogilev: Belorus.-Ros. un-t Publ., 2018, p. 39.
2. Dubovik D.A., Elovoy O.M., Bakalova L.YU. Osnovnye napravleniya razvitiya avtotraktorokombajnostroeniya [The main directions of the development of automotive, tractor and combine manufacturing]. Minsk: Ob"ed. in-t mashinostr. Nac. akad. nauk Belarusi Publ., 2014. 176 p.
3. Dubovik D.A., Pershukevich N.P., Rakova N.L. Vibration reduction of machine frames with regenerative drives of oscillating working bodies. Materialy, oborudovanie i resursosberegayushchie tekhnologii: materialy mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. [Materials, equipment and resource-saving technologies: materials of international scientific and technical conference of young scientists]. Mogilev: Belorus.-Ros. un-t Publ. 2017, pp. 67–68 (in Russ.).
4. Martynenko D.S. Povyshenie effektivnosti sistemy ochistki zernouborochnogo kombajna putem primeniya reku-perativnogo privoda reshyot i transportnoj doski: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Improving the efficiency of the cleaning system of the combine harvester through the use of a regenerative drive sieve and transport board: Abstract to Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Tyumen', 2015. 21 p.
5. Vysockij M.S., Amel'chenko P.A., Dubovik D.A., Stasilevich A.G. The influence of wheels drive on tractor steering. Traktory i sel'skohozyajstvennye mashiny. 2007. No 1, pp. 36–38 (in Russ.).

6. Vysockij M.S., Dubovik D.A. Efficiency of the suspension systems of wheeled vehicles. Doklady NAN Belarusi. 2007. Vol. 51. No 2, pp. 91–94 (in Russ.).
7. Dubovik D.A. Tractor speed rate. Novye materialy, oborudovanie i tekhnologii v promyshlennosti : materialy mezhdunarod. nauch.-tekhn. konf. molodyh uchenyh [New materials, equipment and technologies in mechanical engineering: materials of international scientific and technical conference of young scientists]. Mogilev, Belarus.-Ros. un-t Publ. 2018, pp. 38 (in Russ.).
8. Amel'chenko P.A., Dubovik D.A., Klyuchnikov A.V., Vashchula A.V. Modern trends in agricultural tractor construction. Izvestiya NAN Belarusi. Seriya fiziko-tekhnicheskikh nauk. 2018. Vol. 63. No 1, pp. 76–92 (in Russ.). DOI: 10.29235/1561-8358-2018-63-1-76-92.
9. Poddubko S.N., Amel'chenko P.A., Stasilevich A.G., Vityaz' P.A., Dubovik D.A., Vashchula A.V., Zhukovskij I.N., Klyuchnikov A.V. Traktory XXI veka: sostoyanie i perspektivy [21st century tractors: state and prospects]. Minsk: Belaruskaya navuka, 2019. 207 p.
10. Amel'chenko P.A., Dubovik D.A., Bakalova L.YU., Vashchula A.V. The main trends in the development of modern agricultural tractor manufacturing. Nauka, obrazovanie i proizvodstvo v XXI veke: Sovremennye tendencii razvitiya: materialy yubilejn. mezhdunar. konf. [Science, education and production in the 21st century: modern development trends: materials of anniversary international conference]. Mogilev: Belarus.-Ros. un-t. 2016, pp. 157–158 (in Russ.).
11. Bojko L.I., Pribyl'skij V.I., Rakova N.L., Pershukevich N.P. Calculation of the regenerative drive of the header cutting device. Izvestiya NAN Belarusi. Seriya fiziko-tekhnicheskikh nauk. 2012. No 2, pp. 30–37 (in Russ.).
12. Bojko L.I., Pribyl'skij V.I., Rakova N.L., Pershukevich N.P. Tests of the regenerative drive of the cutting unit of the header. Izvestiya NAN Belarusi. Seriya fiziko-tekhnicheskikh nauk. 2013. No 1, pp. 54–61 (in Russ.).
13. Dubovik D.A., Pershukevich N.P., Shapoval I.A., Vyrskij A.N. A method of reducing vibration activity and load of a single-knife cutting apparatus drive. Materialy, oborudovanie i resursosberegayushchie tekhnologii: materialy mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. [Materials, equipment and resource-saving technologies: materials of international scientific and technical conference]. Mogilev: Belarus.-Ros. un-t Publ. 2018, pp. 81–82 (in Russ.).

ВЕКТОРНЫЙ АНАЛИЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХШАРНИРНОЙ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ

VECTOR ANALYSIS OF THE KINEMATIC CHARACTERISTICS OF TWO-JOINT CARDAN SHAFT

A.B. КОТОВ

ОАО «Сейсмотехника», Гомель, Беларусь,
androskv@mail.ru

A.V. KOTOV

JSC «Seismotekhnika», Gomel, Belarus, androskv@mail.ru

На примере двухшарнирной карданной передачи представлен метод аналитического описания ее кинематических характеристик, основанный на применении векторного анализа, который долгое время успешно применяется автором при проектировании различных рычажных механизмов. Предлагаемый метод базируется на пространственном методе преобразования координат. В данном методе, чтобы получить повернутый в пространстве вектор, необходимо задать исходный вектор, вокруг которого будет осуществляться поворот, сам угол поворота и, если требуется, новую длину вектора. В предложенном методе векторного анализа для описания кинематики двухшарнирной карданной передачи в качестве исходных геометрических данных выступают только координаты точек осей карданных валов и радиус крестовины.

Адекватность полученных результатов кинематического анализа векторным методом проверялась двумя способами. В первом случае полученные векторным методом значения координат всех характерных точек двухшарнирной карданной передачи сопоставлялись с соответствующими координатами характерных точек идентичной параметрической модели, построенной в трехмерном CAD-пакете. Во втором случае полученные векторным методом значения угловых скоростей и ускорений валов двухшарнирной карданной передачи сопоставлялись с аналитическими зависимостями, приведенными в известных литературных источниках. В результате всех проверок был сделан вывод об абсолютной адекватности предложенного метода векторного анализа двухшарнирной карданной передачи. Данный метод может быть в дальнейшем использован для нахождения векторов-нагрузок (сил и моментов), действующих в элементах карданной передачи, с целью проведения последующих прочностных расчетов. Предложенный векторный метод анализа двухшарнирной карданной передачи является универсальным и может быть успешно применен для описания кинематики не только двухшарнирной карданной передачи, но и для поликарданной передачи любой сложности.

Ключевые слова: векторный анализ, метод преобразования координат, карданная передача, поликарданная передача, неравномерность вращения.

Using the example of a two-joint cardan shaft, a method is presented for analytically describing its kinematic characteristics based on the use of vector analysis, which the author has been successfully using for a long time in designing various lever mechanisms. The proposed vector analysis method is based on the spatial coordinate transformation method. In this method, to get a vector rotated in space, you must specify the source vector, the vector around which the rotation will be performed, the angle of rotation itself and if a new vector length is required. In the proposed vector analysis method for describing the kinematics of a two-joint cardan shaft, the coordinates of the points of the axes of the cardan shafts and the radius of the cross are the basic geometric data. The adequacy of the results of kinematic analysis by the vector method was tested in two ways. In the first case, the values obtained by the vector method for the coordinates of all the characteristic points of the two-joint cardan shaft were compared with the corresponding coordinates of the characteristic points of the identical parametric model built in the three-dimensional CAD package. In the second case, the angular velocities and accelerations of the shafts of the two-joint cardan shaft obtained by the vector method were compared with the analytical dependencies given in the well-known literature sources. As a result of all the checks, it was concluded that the proposed method of vector analysis of two-joint cardan shaft is absolutely adequate. The developed method of vector analysis of the kinematic characteristics of two-joint cardan shaft can be further used to find the vector-loads (forces and moments) acting in the cardan transmission elements in order to conduct subsequent strength calculations. The proposed vector analysis method of two-joint cardan shaft is universal and can be successfully applied to describe the kinematics not only of two-joint cardan shaft, but also for polycardan transmission of any complexity.

Keywords: vector analysis, coordinate transformation method, cardan shaft, polycardan shaft, irregularity of rotation.

Введение

Карданные передачи (КрП), представляющие собой компактные кинематические соединения, нашли широкое применение в различных отраслях машиностроения для соединения валов, оси которых не лежат на одной прямой и могут иметь относительное перемещение.

Кинематическое несовершенство КрП, связанное, в первую очередь, с неравномерностью вращения ее валов, является одной из основных причин возникновения в ней динамических нагрузок. При определенных кинематических параметрах КрП возникающие в ней динамические нагрузки могут быстро возрастать, что приводит к уменьшению долговечности, а зачастую и к поломке различных элементов ее конструкции. Поэтому от правильности выбора и расчета кинематических характеристик КрП во многом зависит точность определения действующих в ней динамических нагрузок, а также эффективность мероприятий по их снижению.

Известны аналитические методы описания кинематических характеристик одно- и двухшарнирных КрП [1–3]. Однако применение данных методов для анализа кинематических характеристик поликарданных передач (т.е. последовательно соединенных простых карданов с произвольным числом шарниров) представляет весьма сложную задачу из-за своей громоздкости, а также невозможности применения полученных результатов при дальнейших динамических расчетах. В работах [1, 4] представлены аналитические методы описания кинематических характеристик поликарданных передач путем разложения их передаточных отношений в степенные ряды. Однако и данные методы не отличаются наглядностью, проводятся с рядом допущений, а разложение в степенные ряды осуществляется с некоторой погрешностью, что в совокупности при определенных условиях может существенно повлиять на точность конечных результатов. Поэтому получение универсальных, удобных и наглядных аналитических зависимостей для анализа кинематических характеристик КрП все еще является актуальной задачей.

Цель исследований

На примере двухшарнирной КрП представить метод аналитического описания ее кинематических характеристик, основанный на применении векторного анализа, который долгое время успешно применяется автором

при проектировании различных рычажных механизмов [6–9].

Материалы и методы

Предлагаемый векторный метод анализа является универсальным и может быть успешно применен для описания кинематики не только двухшарнирной КрП, но и для поликарданной передачи любой сложности.

Описание кинематической схемы

Как известно, двухшарнирная КрП может иметь различное пространственное расположение как своих валов, так и вилок промежуточного вала. Описанный в данной работе метод векторного анализа позволяет учесть все указанные особенности пространственного расположения двухшарнирной КрП. Однако для проверки адекватности предлагаемого метода с известными аналитическими и графическими зависимостями [1–5] была рассмотрена упрощенная схема двухшарнирной КрП, приведенная на рис. 1.

Согласно приведенной на рис. 1 кинематической схеме двухшарнирной КрП все ее валы расположены в плоскости передачи P_1 , а ось ведущего вала (поз. 1) параллельна оси ведомого вала (поз. 3). Шарниры крестовины ведущего и промежуточного (поз. 2) валов перемещаются по окружностям заданного радиуса $R_{кр}$, каждая из которых лежит в плоскости, перпендикулярной к соответствующей оси вала. Аналогично перемещаются шарниры крестовины промежуточного и ведомого валов. При любом угле поворота вилки ведущего вала угол между осями обеих крестовин остается равным 90° . Промежуточный вал расположен под углом α_{12} к оси ведущего вала и под углом α_{23} к оси ведомого вала в плоскости передачи P_1 . Плоскости вилок промежуточного вала P_3 и P_4 могут иметь угол смещения ψ , изменяемый в диапазоне от 0° (плоскости вилок совпадают) до 90° (плоскости вилок перпендикулярны друг другу).

За начальное положение вилки ведущего вала принято положение, при котором плоскость вилки P_2 ведущего вала находится в плоскости передачи P_1 . Однако стоит отметить, что для предложенного метода векторного анализа не является принципиальным привязка к какому-либо конкретному положению. Описанное выше начальное положение вилки ведущего вала делается лишь для удобства сравнения и сопоставления полученных результатов с известными аналитическими и гра-

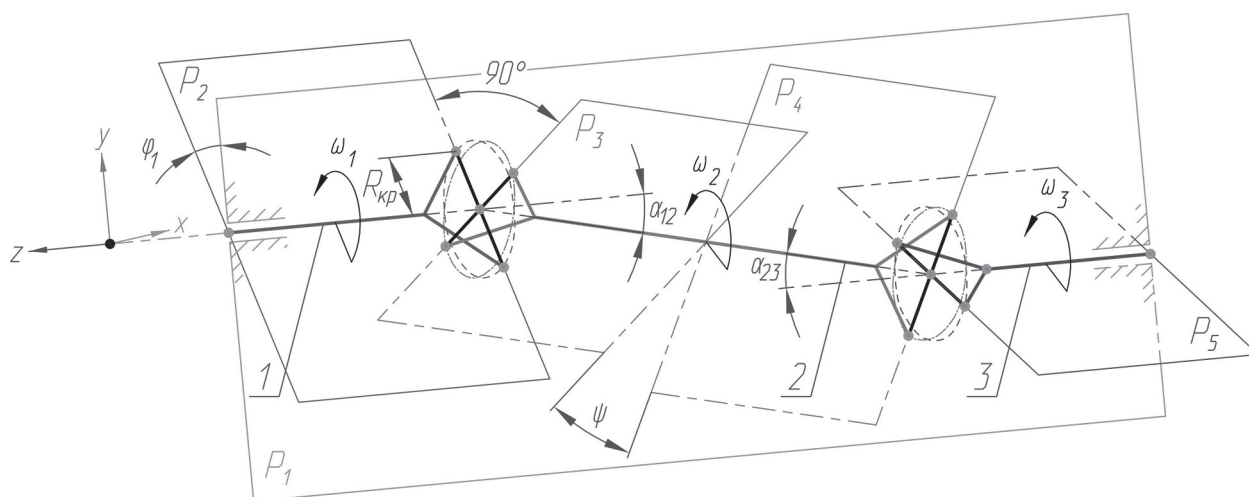


Рис. 1. Общий вид кинематической схемы двухшарнирной КрП:

P_1 – плоскость, проходящая через оси валов КрП и называемая плоскостью передачи; P_2 – плоскость карданной вилки ведущего вала; P_3, P_4 – плоскости карданных вилок промежуточного вала; P_5 – плоскость карданной вилки ведомого вала; α_{12}, α_{23} – острый угол между осями валов в плоскости передачи; ψ – угол смещения плоскостей карданных вилок на промежуточном валу; j_1 – угол поворота вилки ведущего вала; ω_1, ω_2 , и ω_3 – угловая скорость вращения, соответственно, ведущего, промежуточного и ведомого валов; $R_{кр}$ – радиус крестовины; 1 – ведущий вал; 2 – промежуточный вал; 3 – ведомый вал

фическими зависимостями, для которых такая привязка принципиально важна.

С учетом указанного выше начального положения вилки ведущего вала принято следующее направление координатных осей. Ось Z направлена вдоль оси ведущего вала таким образом, что если смотреть на острие оси Z , то вращение вилки ведущего вала осуществляется против часовой стрелки. Ось Y направлена вертикально вверх и лежит в плоскости передачи P_1 (совпадает с осью вилки ведущего вала в начальном положении). Ось X направлена перпендикулярно плоскости ZY , образованной соответствующими осями (совпадает с осью вилки промежуточного вала в начальном положении), а ее направление определяется по правилу буравчика. В качестве обобщенной координаты принят угол поворота вилки ведущего вала j_1 , который однозначно определяет положение всех характерных точек двухшарнирной КрП.

Аналитические зависимости и условные обозначения

В связи с пространственным расположением двухшарнирной КрП предлагаемый

метод векторного анализа основан на известном методе преобразования координат и аналитических зависимостях (1)–(7), приведенных в работе [8], с учетом некоторых дополнений. Так, для получения повернутого в пространстве вектора $\vec{V}_1$, имеющего заданную длину, не равную исходному поворачиваемому вектору, будет использоваться следующее выражение:

$$\vec{V}_1 = \text{Turn} V_{L_{new}}^{3D}(\vec{V}, \vec{n}, \theta, L_{new}) = M(\vec{n}, \theta) \cdot \vec{V} \cdot L_{new} / |\vec{V}|, \quad (1)$$

где $\vec{V}_1$ – поворачиваемый исходный вектор; $\vec{n}$ – единичный вектор, вокруг которого осуществляется поворот в пространстве; θ – угол поворота исходного вектора (значение угла θ принимается со знаком «+» при осуществлении поворота исходного вектора против часовой стрелки (если смотреть на острие вектора $\vec{n}$), а при повороте по часовой стрелки – со знаком «-»); L_{new} – длина нового вектора; $M(\vec{n}, \theta)$ – матрица поворота вектора, которую удобно представить в виде так называемой матрицы направляющих косинусов:

$$M(\vec{n}, \theta) = \begin{bmatrix} \cos \theta + (1 - \cos \theta) \cdot n_x^2 & (1 - \cos \theta) \cdot n_x \cdot n_y - \sin \theta \cdot n_z & (1 - \cos \theta) \cdot n_x \cdot n_z + \sin \theta \cdot n_y \\ (1 - \cos \theta) \cdot n_x \cdot n_y + \sin \theta \cdot n_z & \cos \theta + (1 - \cos \theta) \cdot n_y^2 & (1 - \cos \theta) \cdot n_y \cdot n_z - \sin \theta \cdot n_x \\ (1 - \cos \theta) \cdot n_x \cdot n_z - \sin \theta \cdot n_y & (1 - \cos \theta) \cdot n_z \cdot n_y + \sin \theta \cdot n_x & \cos \theta + (1 - \cos \theta) \cdot n_z^2 \end{bmatrix},$$

где n_x, n_y, n_z – проекции единичного вектора $\vec{n}$, вокруг которого осуществляется поворот в пространстве, на соответствующие оси принятой системы координат.

Представленное в работе [8] выражение (6) отличается от выражения (1) в данной работе лишь в форме записи матрицы поворота. Если в данной работе матрица поворота представлена в виде направляющих косинусов (что является более наглядным), то в работе [8] матрица поворота представлена в виде трех составляющих по осям системы координат.

Кроме того, для наглядности и простоты понимания приведенного в данной работе аналитического описания в векторах двухшарнирной КрП введены следующие понятия и условные обозначения.

Вектор, обозначенный одной буквой латинского алфавита (например, $\vec{A}_1$), будет называться абсолютным вектором, т.е. координатой точки относительно начала принятой системы координат. Вектор, обозначенный двумя буквами латинского алфавита (например, $\vec{AB}$), будет называться относительным вектором, т.е. координатой второй точки относительно первой. Суть обоих введенных понятий абсолютно одинакова, т.к. и вектор называемый абсолютным, и вектор называемый относительным, – это координата одной точки относительно другой.

Кинематический анализ механизма

На рис. 2 приведен общий вид рассматриваемой двухшарнирной КрП в виде конструктивной (рис. 2, а) и кинематической схемы (рис. 2, б) с принятыми обозначениями всех характерных точек для начального положения вилки ведущего вала.

В предложенном методе векторного анализа при описании кинематики двухшарнирной КрП в качестве исходных геометрических данных выступают только координаты точек осей карданных валов и радиус крестовины. Принятые в качестве исходных данных параметры рассматриваемой двухшарнирной КрП (см. рис. 2) приведены в таблице.

Аналитическое описание в векторах кинематики двухшарнирной КрП в зависимости от значения угла φ_1 поворота вилки ведущего вала с учетом выражения (1) можно представить в следующем виде:

$$\vec{OA} = \vec{A} - \vec{O}; \quad (2)$$

$$\vec{AD}(\varphi_1) = \text{Turn}_{L_{\text{new}}}^{3D}(\vec{e}_Y, \vec{e}_Z, \varphi_1, R_{\text{кр}}). \quad (3)$$

Выражением (3) получен относительный вектор $\vec{AD}(\varphi_1)$ путем поворота единичного

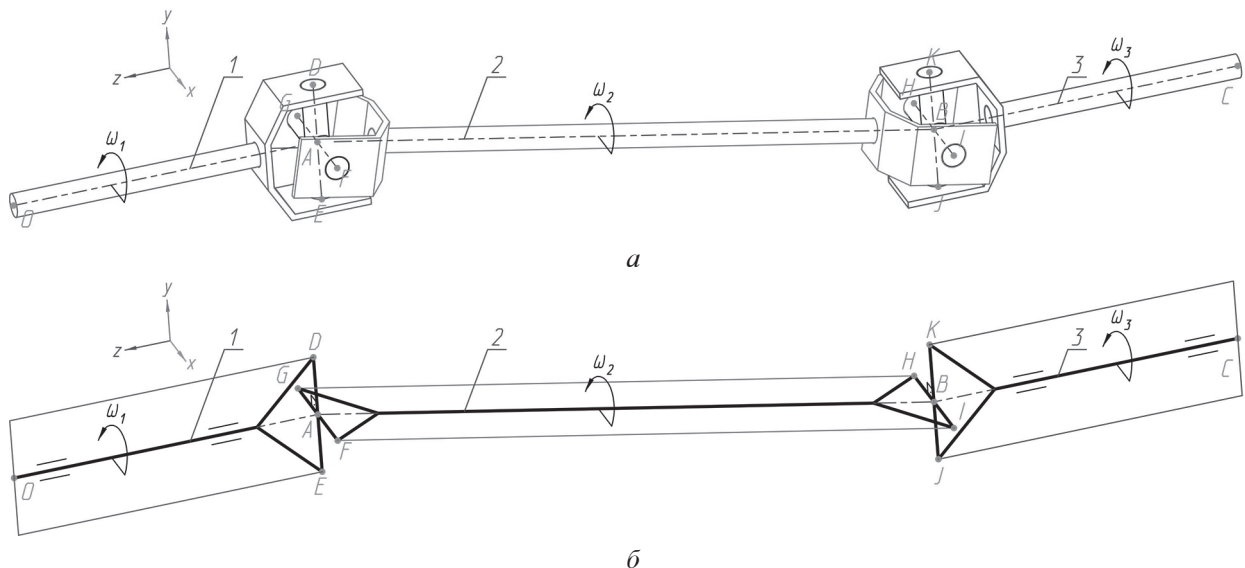


Рис. 2. Схема двухшарнирной КрП для начального положения вилки ведущего вала:

а – конструктивная схема; б – кинематическая схема;

1 – ведущий вал; 2 – промежуточный вал; 3 – ведомый вал

Таблица

Исходные данные для рассматриваемой двухшарнирной КрП

Координаты	Значения координат точек, мм				Радиус крестовины $R_{\text{кр}}$, мм	Частота вращения ведущего вала, об/мин
	О	А	В	С		
X	0	0	0	0	100	600
Y	0	0	-200	-200		
Z	0	-500	-1500	-2000		

вектора $\vec{e}_y$ оси Y вокруг единичного вектора $\vec{e}_z$ оси Z на угол φ_1 (угол поворота вилки ведущего вала) против часовой стрелки с изменением его длины на заданную длину радиуса крестовины $R_{кр}$.

Необходимо отметить, что положение всех подвижных точек или звеньев описываемой двухшарнирной КрП является функцией угла поворота ведущего вала φ_1 , т.е. функцией от обобщенной координаты. Следовательно, и все векторы, описывающие положение двухшарнирной КрП, также являются функциями от обобщенной координаты. Таким образом, в данной работе подразумеваются не просто векторы, а вектор-функции, которые в совокупности описывают положение всей двухшарнирной КрП в зависимости от значения обобщенной координаты. В приведенном ниже аналитическом описании вектор-функциями являются все векторы, после обозначения которых в скобках указана обобщенная координата. Там, где обобщенная координата после обозначения вектора отсутствует, вектор не является функцией, а является неподвижной точкой или звеном.

С помощью следующих выражений описывается кинематика характерных точек (абсолютных векторов) первой крестовины двухшарнирной КрП, соединяющей ведущий и промежуточный валы:

$$\vec{D}(\varphi_1) = \vec{A} + \vec{AD}(\varphi_1); \quad (4)$$

$$\vec{AE}(\varphi_1) = -\vec{AD}(\varphi_1); \quad (5)$$

$$\vec{E}(\varphi_1) = \vec{A} + \vec{AE}(\varphi_1). \quad (6)$$

Наибольший интерес при описании кинематики двухшарнирной КрП вызывают участки при переходе с одного вала на другой в зоне расположения крестовин (т. A и т. B , см. рис. 2). Именно на этих участках происходит поворот передаваемого потока мощности на угол наклона между осями валов, что приводит к возникновению в данной зоне сосредоточенных изгибающих моментов, действующих на вилки соединяемых валов.

В зоне расположения первой крестовины (т. A , см. рис. 2) пересекаются четыре оси: ось ведущего вала (OA), ось промежуточного вала (AB), ось крестовины установки вилки ведущего вала (DE) и ось крестовины установки вилки промежуточного вала (FG). Причем для любого угла поворота φ_1 вилки ведущего вала оси обоих валов (OA и AB) всегда остаются

перпендикулярными к осям крестовин установки своих вилок, а оси крестовин установки вилок (DE и FG) всегда остаются перпендикулярными друг к другу. В связи с этим для описания кинематики данного участка можно воспользоваться геометрическим свойством векторного произведения:

$$\vec{AB} = \vec{B} - \vec{A}; \quad (7)$$

$$\vec{AG}(\varphi_1) = R_{кр} \cdot \text{Ort}(\vec{AD}(\varphi_1) \vec{AB}); \quad (8)$$

$$\vec{AF}(\varphi_1) = -\vec{AG}(\varphi_1). \quad (9)$$

Выражением (8) получен относительный вектор $\vec{AG}(\varphi_1)$ путем умножения радиуса крестовины $R_{кр}$ на единичный вектор (Ort), найденный в результате векторного произведения. Данный вектор является перпендикулярным плоскости, образуемой перемножаемыми векторами $\vec{AD}(\varphi_1)$ и $\vec{AB}$ (осью крестовины установки вилки ведущего вала и осью промежуточного вала), а его направление определяется правилом векторного произведения.

С помощью следующих выражений описывается кинематика оставшихся характерных точек (абсолютных векторов) первой крестовины двухшарнирной КрП, соединяющей ведущий и промежуточный валы:

$$\vec{G}(\varphi_1) = \vec{A} + \vec{AG}(\varphi_1); \quad (10)$$

$$\vec{F}(\varphi_1) = \vec{A} + \vec{AF}(\varphi_1). \quad (11)$$

Положения характерных точек второй вилки крестовины промежуточного вала с учетом возможного угла смещения ψ плоскостей его вилок (см. рис. 1) могут быть определены по следующим выражениям:

$$\vec{BH}(\varphi_1) = \text{Turn} V_{L_{new}}^{3D}(\text{Ort}(\vec{AG}(\varphi_1)), \vec{AB}, -\psi, R_{кр}); \quad (12)$$

$$\vec{H}(\varphi_1) = \vec{B} + \vec{BH}(\varphi_1); \quad (13)$$

$$\vec{BI}(\varphi_1) = -\vec{BH}(\varphi_1); \quad (14)$$

$$\vec{I}(\varphi_1) = \vec{B} + \vec{BI}(\varphi_1). \quad (15)$$

В выражении (12) принято, что угол смещения ψ плоскостей карданных вилок на промежуточном валу (угол смещения плоскости P_4 относительно плоскости P_3 (см. рис. 1)) отсчитывается по часовой стрелке, если смотреть на острие вектора $\vec{AB}$ (вектор оси промежуточного вала).

По аналогии с выражением (8) для аналитического описания в векторах кинематики второй крестовины двухшарнирной КрП, соединяющей промежуточный и ведомый валы, можно также воспользоваться геометрическим свойством векторного произведения:

$$\vec{BC} = \vec{C} - \vec{B}; \quad (16)$$

$$\vec{BK}(\varphi_1) = R_{кр} \cdot \text{Ort}(\vec{BI}(\varphi_1) \vec{BC}); \quad (17)$$

$$\vec{BJ}(\varphi_1) = -\vec{BK}(\varphi_1). \quad (18)$$

Выражением (17) получен относительный вектор $\vec{BK}(\varphi_1)$, который является перпендикулярным плоскости, образуемой векторами $\vec{BI}(\varphi_1)$ и $\vec{BC}$ (осью крестовины установки вилки промежуточного вала и осью ведомого вала), а его направление определяется правилом векторного произведения.

С помощью следующих выражений описывается кинематика оставшихся характерных точек (абсолютных векторов) второй крестовины двухшарнирной КрП, соединяющей промежуточный и ведомый валы:

$$\vec{K}(\varphi_1) = \vec{B} + \vec{BK}(\varphi_1); \quad (19)$$

$$\vec{J}(\varphi_1) = \vec{B} + \vec{BJ}(\varphi_1). \quad (20)$$

Таким образом, с помощью выражений (2)–(20) для двухшарнирной КрП проведено аналитическое описание в векторах кинематики всей рассматриваемой системы в целом. В случае необходимости введения в описание кинематики двухшарнирной КрП дополнительных точек (например, положение центров тяжести звеньев), достаточно задать привязку интересующей точки по длине и углу к соответствующему звену, предварительно описанному ранее в кинематике [9].

По аналогии с вышеприведенными выражениями, описывающими кинематику характерных точек двухшарнирной КрП, можно описать кинематику поликарданной передачи любой сложности в зависимости от значения угла φ_1 поворота вилки ведущего вала (обобщенной координаты).

Для проверки адекватности описанной кинематики движения всех характерных точек двухшарнирной КрП, полученных векторным методом, по исходным данным таблицы в трехмерном САД-пакете была построена параметрическая модель рассматриваемой двухшарнирной КрП (см. рис. 2, а). Путем сопостав-

ления значений координат всех характерных точек двухшарнирной КрП, полученных аналитическим и графическим методами, для нескольких произвольно выбранных углов j_1 поворота вилки ведущего вала был сделан вывод об абсолютной адекватности полученных результатов.

Стоит также отметить, что современные математические пакеты при использовании определенных пользовательских функций позволяют успешно осуществлять визуализацию любых, как пространственных, так и плоских рычажных, механизмов. Так, на рис. 3 приведена пространственная визуализация анализируемой двухшарнирной КрП, построенной в математическом пакете по исходным данным таблицы. Использование такой пространственной визуализации в современных математических пакетах позволяет оперативно проводить дополнительную проверку правильности описания кинематики любых механизмов предложенным векторным методом.

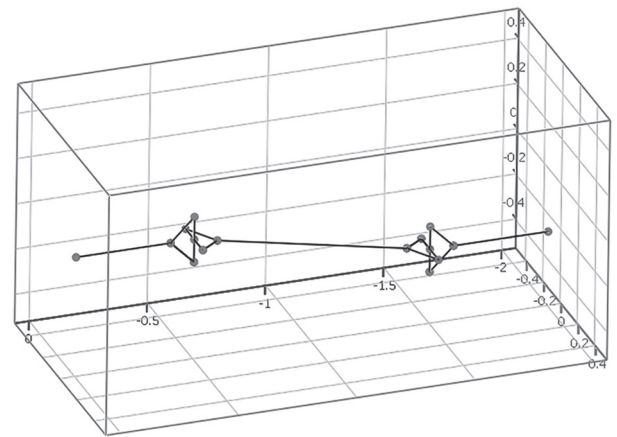


Рис. 3. Пространственная визуализация рассматриваемой двухшарнирной КрП в математическом пакете

Результаты и обсуждение

Предложенный метод векторного анализа кинематических характеристик двухшарнирной КрП позволил получить все известные графические зависимости, приведенные в работах [1–5], а применение имеющихся в современных математических пакетах методов параметризации и оптимизации позволило значительно расширить область проводимого анализа кинематических характеристик. На рис. 4 приведена одна из наиболее интересных графических зависимостей для двухшарнирной КрП – график изменения неравномерности вращения по углу поворота промежуточного

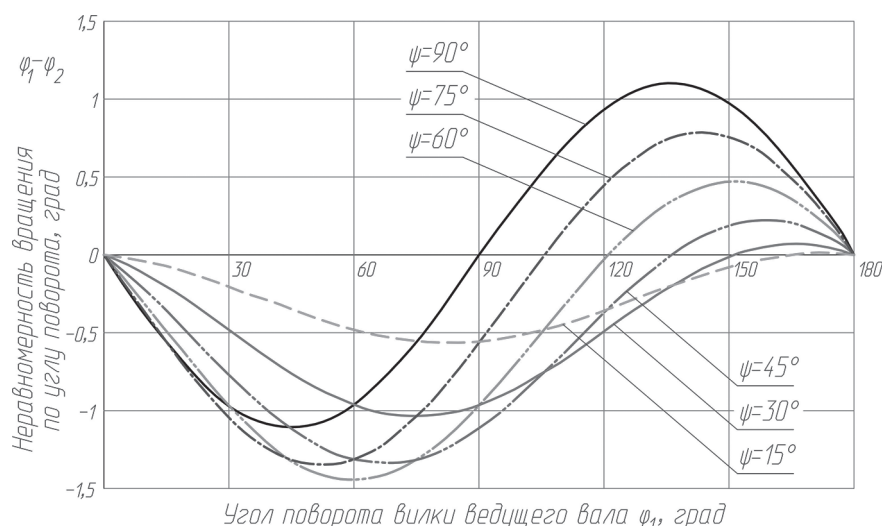


Рис. 4. График изменения неравномерности вращения по углу поворота промежуточного вала в зависимости от угла ψ смещения плоскостей вилок промежуточного вала

вала в зависимости от угла ψ смещения плоскостей вилок промежуточного вала. Данный график, как и все последующие приведенные в данной работе, построен для диапазона угла поворота вилки ведущего вала от 0° до 180° , так как в оставшемся диапазоне угла поворота вилки ведущего вала график имеет периодическое повторение и уже не несет дополнительной информации.

Как видно из приведенного на рис. 4 графика, по мере увеличения угла ψ смещения плоскостей вилок промежуточного вала, неравномерность вращения по углу промежуточного вала также растет и достигает максимального значения при угле смещения вилок 60° . Также из графика видно, что если вилки промежуточного вала расположены под углом 15° , то за один оборот вилки ведущего вала промежуточный вал дважды отстает от него. А если вилки промежуточного вала расположены под углом 90° , то промежуточный вал уже дважды отстает и дважды обгоняет ведущий вал.

После того как было получено аналитическое описание в векторах положение всех характерных точек двухшарнирной КрП, нахождение для них векторов линейных скоростей и ускорений уже не представляет особого труда. Получение данных величин путем взятия первой и второй производной по обобщенной координате от уже найденного вектора, который описывает абсолютную (относительную) координату некоторой точки или звена, подробно описано в работах [7, 9]. Остановимся более подробно лишь на последовательно-

сти нахождения векторов угловых скоростей и ускорений звеньев, так как для КрП это является более существенным.

Если известен вектор $r(\varphi_1)$, который описывает относительные координаты некоторого звена, то для определения аналога вектора угловой скорости этого звена, необходимо Ort вектора этого звена умножить векторно на аналог вектора относительной линейной скорости этого звена и результирующий вектор разделить на модуль вектора этого звена:

$$\vec{\Omega}_r^*(\varphi_1) = \text{Ort}(\vec{r}(\varphi_1)) \vec{V}_r^*(\varphi_1) / |\vec{r}(\varphi_1)|, \quad (21)$$

где $\vec{V}_r^*(\varphi_1)$ – аналог вектора относительной линейной скорости звена, описываемого вектором $r(\varphi_1)$ (представляет собой первую производную по обобщенной координате от вектора $r(\varphi_1)$).

Если известен аналог вектора угловой скорости некоторого звена, то, взяв от этого аналога первую производную по обобщенной координате, можно определить аналог вектора углового ускорения этого звена:

$$\vec{E}_r^*(\varphi_1) = d\vec{\Omega}_r^*(\varphi_1) / d\varphi_1. \quad (22)$$

Направление аналогов векторов угловой скорости и углового ускорения звеньев определяется правилом векторного произведения, которое учитывает направления перемножаемых векторов, и может быть визуальным определено по правилу буравчика.

Для того чтобы от аналогов векторов угловых скоростей и ускорений звеньев перейти к их истинным значениям, необходимо найденные аналоги векторов угловых скоростей

умножить на угловую скорость входного звена (скорость изменения обобщенной координаты), а аналоги векторов угловых ускорений умножить на квадрат этой угловой скорости (при условии, что эта скорость постоянна):

$$\vec{\Omega}_r(\varphi_1) = \vec{\Omega}_r^*(\varphi_1)\omega; \quad \vec{E}_r(\varphi_1) = \vec{E}_r^*(\varphi_1)\omega^2, \quad (23)$$

где ω – угловая скорость входного звена (угловая скорость ведущего вала), рад/с.

Используя выражения (21)–(23), можно найти векторы угловых скоростей и угловых ускорений каждого вала двухшарнирной КрП (в зависимости от величины обобщенной координаты):

$$\begin{aligned} \vec{\omega}_1(\varphi_1) &= \vec{\Omega}_{AD}^*(\varphi_1)\omega; \quad \vec{\omega}_2(\varphi_1) = \vec{\Omega}_{AG}^*(\varphi_1)\omega; \\ \vec{\omega}_3(\varphi_1) &= \vec{\Omega}_{BJ}^*(\varphi_1)\omega; \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \vec{\varepsilon}_1(\varphi_1) &= \vec{E}_{AD}^*(\varphi_1)\omega^2; \quad \vec{\varepsilon}_2(\varphi_1) = \vec{E}_{AG}^*(\varphi_1)\omega^2; \\ \vec{\varepsilon}_3(\varphi_1) &= \vec{E}_{BJ}^*(\varphi_1)\omega^2. \end{aligned} \quad (25)$$

Для проверки адекватности нахождения по выражениям (24) и (25) значений угловых скоростей и ускорений, полученных векторным методом, воспользуемся известными аналитическими зависимостями [1, 5]. Так, для промежуточного вала двухшарнирной КрП угловая скорость и угловое ускорение определяются по следующим выражениям:

$$\omega_2(\varphi_1) = \omega \frac{\cos \alpha_{12}}{1 - \sin^2 \alpha_{12} \cdot \cos^2 \varphi_1}; \quad (26)$$

$$\varepsilon_2(\varphi_1) = -\omega^2 \left(\frac{\cos \alpha_{12}}{1 - \sin^2 \alpha_{12} \cdot \cos^2 \varphi_1} \right)^2 \times \sin \alpha_{12} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{12} \cdot \sin 2\varphi_1, \quad (27)$$

где α_{12} – угол наклона между осями ведущего и промежуточного валов, рад (см. рис. 1).

Рассчитанные по выражениям (26) и (27) значения угловых скоростей и угловых ускорений для промежуточного вала двухшарнирной КрП полностью совпадают со значениями, определенными по выражениям (24) и (25), что в очередной раз подтверждает адекватность предложенного метода векторного анализа кинематических характеристик двухшарнирной КрП.

Полученные выражения (21)–(23) полностью характеризуют кинематику двухшарнирной КрП как передаточного механизма. Используя данные выражения, а также изменяя углы наклона между валами путем задания различных вертикальных координат точек оси ведомого вала (т. В и т. С, см. рис. 2), можно получить все известные графические зависимости для анализа кинематических характеристик двухшарнирной КрП [1–5]. Так, в качестве примера на рис. 5 приведен график изменения неравномерности вращения по угловой скорости промежуточного вала в зависимости от угла наклона между осями валов, а на рис. 6 приведен график изменения неравномерности вращения по угловому ускорению промежуточного вала в зависимости от угла наклона между осями валов.

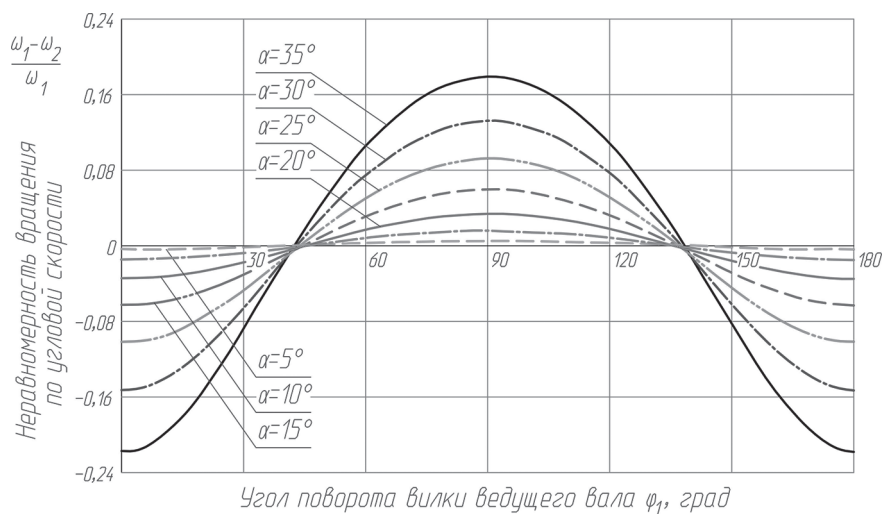


Рис. 5. График изменения неравномерности вращения по угловой скорости промежуточного вала в зависимости от угла $\alpha = \alpha_{12} = \alpha_{23}$ наклона между осями валов

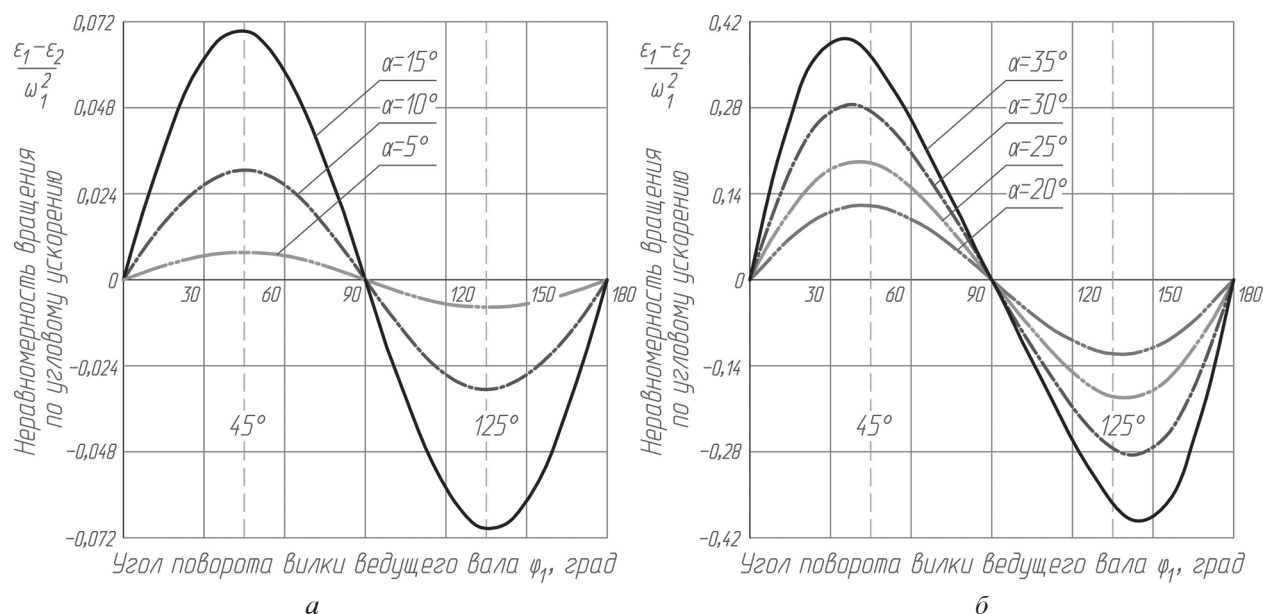


Рис. 6. График изменения неравномерности вращения по угловому ускорению промежуточного вала

в зависимости от угла $\alpha = \alpha_{12} = \alpha_{23}$ наклона между осями валов:

a – для углов наклона 5° , 10° и 15° ; b – для углов наклона 20° , 25° , 30° и 35°

Анализируя графики, представленные на рис. 5 и 6, видно, что при увеличении угла наклона между осями валов увеличивается неравномерность вращения промежуточного вала как по угловой скорости, так и по угловому ускорению. Неравномерность вращения по угловой скорости промежуточного вала (см. рис. 5) изменяется четыре раза за один оборот вилки ведущего вала; при этом наблюдается выраженная симметрия графиков для всех рассмотренных значений углов наклона между осями валов. Для графиков неравномерности вращения по угловому ускорению (см. рис. 6) симметрия наблюдается только при небольших углах наклона между валами примерно до 15° (см. рис. 6, a). Именно такие графические зависимости приводятся в известных работах [1–3]. Однако с увеличением угла наклона между валами происходит нелинейный рост углового ускорения промежуточного вала, в результате чего симметрия графиков нарушается (см. рис. 6, b). Одновременно с ростом углового ускорения возрастает инерционное сопротивление промежуточного вала двухшарнирной КрП и, как следствие, возрастают динамические нагрузки. Можно спрогнозировать, что при определенном пороговом значении угла наклона между осями валов инерционное сопротивление промежуточного вала станет настолько большим, что в конечном итоге приведет к остановке передачи.

Изложенная в данной работе методика векторного анализа кинематических характери-

стик двухшарнирной КрП была в дальнейшем использована для нахождения векторов нагрузок (сил и моментов), действующих на входной и ведомый валы двухшарнирной КрП со стороны их вилок, для проведения последующих прочностных расчетов.

Выводы

Представленный в данной работе метод векторного анализа двухшарнирной КрП позволил доступно и наглядно аналитически описать и проанализировать кинематические характеристики ее работы. Этот метод легко поддается формализации и алгоритмизации в любых современных математических пакетах и языках программирования, а также позволяет применять различные методы оптимизации и параметризации для решения поставленной технической задачи. Применение данного метода по сравнению с известными аналитическими зависимостями позволяет в короткие сроки подбирать рациональные кинематические характеристики как для двухшарнирных карданных передач, так и для поликарданных передач любой сложности.

Литература

1. Кожевников С.Н., Перфильев П.Д. Карданные передачи. Киев: Техніка, 1978. 264 с.
2. Малаховский Я.Е., Лапин А.А., Веденеев Н.К. Карданные передачи. М.: МАШГИЗ, 1962. 156 с.

3. Чудаков Е.А. Расчет автомобиля. М.: МАШГИЗ, 1947. 432 с.
4. Бойко Л.И. Механика приводов колеблющихся рабочих органов машин. Минск: ООО «Меджик Бук», 2003. 240 с.
5. Флик Э.П. Механические приводы сельскохозяйственных машин. М.: Машиностроение, 1984. 272 с.
6. Котов А.В., Чупрынин Ю.В. Применение векторного анализа при проектировании рычажных механизмов // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: мат-лы междунар. науч.-практ. конф. Минск, 2007.
7. Котов А.В., Чупрынин Ю.В. Применение векторного анализа для оптимизации механизма привода системы очистки зерна зерноуборочного комбайна при его проектировании // Механика машин, механизмов и материалов. 2009. № 2 (7).
8. Котов А.В., Чупрынин Ю.В. Векторный анализ пространственных рычажных механизмов на примере механизма качающейся шайбы привода режущего аппарата // Тракторы и сельхозмашины. 2011, № 12.
9. Котов, А.В., Чупрынин Ю.В. Уравновешивание механизма качающейся шайбы привода режущего аппарата жатки для уборки трав // Тракторы и сельхозмашины. 2015, № 10.
2. Malahovskij YA.E., Lapin A.A., Vedenev N.K. Kardannye peredachi [Cardan gears]. Moscow: MASHGIZ Publ., 1962. 156 p.
3. CHudakov E.A. Raschet avtomobilya [Automobile calculation]. Moscow: MASHGIZ Publ., 1947. 432 p.
4. Bojko L.I. Mekhanika privodov koleblyushchihsya rabochih organov mashin [Mechanics of drives of oscillating working bodies of vehicles]. Minsk.: ООО «Medzhik Buk» Publ., 2003. 240 p.
5. Flik E.P. Mekhanicheskie privody sel'skohozyajstvennyh mashin [Mechanical drives of agricultural machinery]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1984. 272 p.
6. Kotov A.V., CHuprynin YU.V. The use of vector analysis in the design of lever mechanisms. Nauchno-tekhnicheskij progress v sel'skohozyajstvennom proizvodstve: matly mezhdunar. nauch.-prakt. konf. [Scientific and technological progress in agricultural production: materials of international scientific and practical conference]. Minsk., 2007 (in Russ.).
7. Kotov A.V., CHuprynin YU.V. The use of vector analysis to optimize the drive mechanism of the grain cleaning system of a combine harvester during its design. Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov. 2009. No 2(7) (in Russ.).
8. Kotov A.V., CHuprynin YU.V. Vector analysis of spatial lever mechanisms using the example of the mechanism of a swash plate of a drive of a cutting apparatus. Traktory i sel'hoz mashiny. 2011. No 12 (in Russ.).
9. Kotov, A.V., CHuprynin YU.V. Balancing the mechanism of the swash plate of the drive of the cutting apparatus of the header for grass. Traktory i sel'hoz mashiny. 2015. No 10 (in Russ.).

References

1. Kozhevnikov S.N., Perfil'ev P.D. Kardannye peredachi [Cardan gears]. Kiev: Tekhnika Publ., 1978. 264 p.

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЩЕЛЕВАТЕЛЯ ДЛЯ ОСЕННЕЙ ОБРАБОТКИ СТЕРНЕВЫХ ФОНОВ К ТРАКТОРАМ ТЯГОВОГО КЛАССА 8

SUBSTANTIATION OF RATIONAL CONSTRUCTIVE PARAMETERS OF THE CHISEL SUBSOILER FOR AUTUMN TILLAGE OF STUBBLE FIELD TO TRACTORS OF THE 8 DRAWBAR CATEGORY

Ю.В. ПОЛИЩУК¹, К.Т.Н.
А.И. ДЕРЕПАСКИН¹, Д.Т.Н.
Н.В. ЛАПТЕВ¹
А.П. КОМАРОВ²

¹ Костанайский филиал «Научно-производственный центр агроинженерии», Костанай, Казахстан

² Костанайский государственный университет имени А. Байтурсынова, Костанай, Казахстан,
y.polishchuk.62@mail.ru

YU.V. POLISHCHUK¹, PhD in Engineering
A.I. DEREPAKIN¹, DSc in Engineering
N.V. LAPTEV¹
A.P. KOMAROV²

¹ Kostanay branch of Scientific Production Center of Agricultural Engineering, Kostanay, Kazakhstan

² Kostanay State University named after A. Baitursynov, Kostanay, Kazakhstan, y.polishchuk.62@mail.ru

В статье представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований по обоснованию рационального расстояния от точки соединения орудия с трактором до оси вращения опорных колес и расстояния от оси симметрии рамы в горизонтальной плоскости до точки соединения с рамой в вертикальной плоскости. Теоретическими исследованиями установлено, что устойчивость хода рабочих органов при выполнении технологического процесса щелевания почвы (твердость почвы не менее 6 МПа) будет обеспечиваться при расстоянии от точки соединения орудия с трактором до оси вращения опорных колес, равном 4,3–5,3 м. Расстояние от оси симметрии рамы в горизонтальной плоскости до точки соединения с рамой должно находиться в пределах 0–300 мм. При проведении экспериментальных исследований состояние почвы на глубине обработки 0–30 см соответствовало следующим средним показателям: твердость почвы 4,8 МПа, влажность 16,3 %, объемный вес 1,39 г/см³. Испытания в производственных условиях проводились на скоростях движения 7,2; 8,9 и 10,0 км/ч. Глубина обработки щелерезами составила 28,5–29,7 см, дисковыми рабочими органами 8,8–9,5 см. Производительность агрегата, при ширине захвата орудия 8,8 м и скорости движения 8,9 км/ч, за один час основного времени составляла 7,8 га, тяговое сопротивление – 82,3 кН. Часовой расход топлива составил 76,2 кг, при этом на один гектар расходуется 9,7 кг. Мощность, потребляемая на преодоление тягового сопротивления орудия, – 203,5 кВт. Устойчивость выполнения технологического процесса по глубине обработки и тяговому сопротивлению говорит об обоснованности выбранных конструктивных параметров щелевателя для осенней обработки стерневых фонов.

Ключевые слова: рациональное расстояние, координаты расположения, щелевание почвы, агротехнические, энергетические показатели.

The article presents the results of theoretical and experimental studies to substantiate a rational distance from the point of connection of the implement with the tractor to the axis of rotation of the support wheels and the distance from the axis of symmetry of the frame in the horizontal plane to the point of connection of the hitch with the frame in the vertical plane. Theoretical studies have established that the stability of the working bodies during the process of soil sowing (soil hardness of at least 6 MPa) will be provided at a distance from the point of connection of the implement with the tractor to the axis of rotation of the support wheels equal to 4.3–5.3 m. The distance from the axis of symmetry of the frame in the horizontal plane to the point of connection of the hitch with the frame should be in the range 0–300 mm. During experimental studies, the state of the soil at a processing depth of 0–30 cm corresponded to the following average indicators: soil hardness 4.8 MPa, humidity 16.3 %, bulk density 1.39 g/cm³. The tests in the farm conditions were carried out at the travel speeds of 7.2; 8.9 and 10.0 km/h. The depth of tillage with the chisel was 28.5–29.7 cm, with the disc tillage tools 8.8–9.5 cm. At the working width of 8.8 m and travel speed of 8.9 km/h the working capacity of the aggregate per 1 hour of the basic time is 7.8 ha, draught resistance is 82.3 kN. The fuel consumption per hour was 76.2 kg, while 9.7 kg is consumed per hectare. The power consumed to overcome the draught resistance of the implement is 203.5 kW. The stability of the technological process in terms of tilling depth and draught resistance indicates the validity of the selected constructive parameters of the chisel subsoiler for autumn tillage of stubble field.

Keywords: rational distance, location coordinates, soil chiselling, agrotechnical, energy indices.

Введение

Зимние осадки, после таяния снега, плохо впитываются в необработанный поверхностный слой из-за его переуплотнения. Талые воды стекают и собираются в понижениях, образуют озера, чаще всего прямо на полях. Предотвратить образование озер и обеспечить интенсивное накопление и сохранение влаги зимних осадков на полях можно за счет щелевания почв на глубину 30–35 см. При этом на поверхности поля остается 80–90 % стерни и разрыхленные полосы шириной 45–55 см, способствующие накоплению влаги в почве. Данный агротехнический прием позволяет не только накопить, но и сохранить почвенную влагу за счет наличия на поверхности поля растительных остатков, предотвратить возникновение водной эрозии и повысить урожайность сельскохозяйственных культур на 25–30 %.

В настоящее время на рынке предлагаются различные машины мировых флагманов сельскохозяйственного машиностроения, таких как Case, Zone-Builder фирмы Unverferth и Till-Ripper, фирмы John Deere (США), Salford (Канада). Основными недостатками машин дальнего зарубежья является высокая первоначальная стоимость их приобретения и значительные затраты на запасные части необходимые в процессе эксплуатации.

Цель исследований

Разработать эффективное техническое средство для щелевания почвы на стерневых, пропашных, паровых фонах и старовозрастных многолетних травах, обеспечивающее повышение производительности с выполнением требований по качеству обработки.

Материалы и методы

Правильное расположение опорных колес на раме орудия обеспечивает качественное выполнение технологического процесса и минимальное тяговое сопротивление. Рациональные координаты расположения опорных колес и расстояние от рамы орудия до точки соединения со сницей в вертикальной плоскости обосновывались методом математического моделирования на расчетной схеме орудия. Известно, что почвообрабатывающий агрегат представляет собой сложную динамическую систему с множеством наложенных на него внешних и внутренних связей. При составлении математической модели рабочего про-

цесса почвообрабатывающего орудия учесть это множество связей не представляется возможным, поэтому реальное орудие заменяется упрощенной схемой, учитывающей основные факторы, которые оказывают наибольшее влияние на выходные показатели. Пользуясь законами освобождения от связей, заменяют их реакциями. Тогда несвободная материальная система рассматривается как система свободная, движущаяся под действием активных сил и реакций связи.

В зависимости от технологического назначения орудия используют соответствующие критерии оценки оптимизации параметров при математическом моделировании. Для почвообрабатывающих орудий, предназначенных для глубокого рыхления почвы, критериями оптимизации параметров при математическом моделировании принимается минимум тягового сопротивления при достаточной устойчивости хода по глубине обработки [1, 2, 3].

Для упрощения математической модели приняты следующие основные допущения:

- сумма элементарных сил, действующих на рабочий орган со стороны почвы, представлена в виде горизонтальной и вертикальной составляющих;
- при перемещении орудия по полю опорные колеса перемещаются по неровностям без отрыва;
- масса орудия сосредоточена в его центре масс;
- сила сопротивления рабочих органов по ширине захвата орудия меняется незначительно;
- агрегат движется прямолинейно и равномерно.

С учетом принятых допущений можно представить, что орудие под действием активных сил, включающих горизонтальную и вертикальную составляющие силы тяги и силы тяжести орудия, а также реакций связи, представленных горизонтальными и вертикальными составляющими реакций на опорных колесах, прорезных дисках, щелерезах и прикапывающих катках, копирует неровности поверхности поля и поворачивается на некоторый угол относительно точки прицепа *A*. Примем за начало координат точку *A* и, спроектировав на координатные оси *X* и *Z* активные силы и силы реакции связи, а также взяв моменты относительно точки *A*, получим систему уравнений равновесия орудия:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= 0, \\ \Sigma F_z &= 0, \\ \Sigma M_A &= 0.\end{aligned}\quad (1)$$

Расчетная схема орудия представлена на рис. 1.

Проекция сил на ось X позволит получить уравнение равновесия для составляющих тягового сопротивления:

$$\Sigma F_x = -P_x + Q_x + R_{xd} + R_{xш} + R_{xк} = 0, \quad (2)$$

где Q_x – сопротивление опорных колес перекачиванию, кН; P_x – горизонтальная составляющая тягового сопротивления орудия для щелевания почвы, кН; R_{xd} , $R_{xш}$, $R_{xк}$ – горизонтальные составляющие реакции почвы, действующие на дисковый нож, щелерез, прикатывающий каток, кН.

Проекция сил на ось Z дает выражение:

$$\Sigma F_z = P_z + R_{zd} + Q_z - G - R_{zш} + R_{zk} = 0, \quad (3)$$

где G – вес орудия, кН; P_z – вертикальная составляющая тягового сопротивления орудия для щелевания почвы, кН; R_{zd} , R_z , $R_{zш}$, R_{zk} – вертикальные составляющие реакции почвы, действующие на дисковый нож, опорные колеса, щелерез и прикатывающий каток, кН.

Сумма моментов относительно точки вращения A будет иметь вид:

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= -R_{zd}\delta_d Z_d - R_{zd}X_d - Q_z\mu_0 Z_Q - Q_zX_Q + \\ &+ GX_G - R_{xш}Z_{ш} + R_{xш}\delta_{ш}X_{ш} - \\ &- R_{zk}\mu_k Z_k - R_{zk}X_k = 0,\end{aligned}\quad (4)$$

где X_d , X_G , X_Q , $X_{ш}$, X_k , Z_d , Z_Q , $Z_{ш}$, Z_k – координаты расположения рабочих органов, центра тяжести орудия и опорных колес относительно точки вращения A .

Составляющие реакции почвы на опорные колеса Q_x и Q_z , реакции почвы на прикатывающий каток $R_{xк}$, а также проекции сопротивления почвы на вертикальную ось щелерезов $R_{zш}$ и прорезных дисков R_{xd} представим через их составляющие:

$$Q_x = \mu_0 Q_z, R_{xк} = \mu_k R_{zk}, R_{zш} = \delta_{ш} R_{xш},$$

$$R_{xd} = \delta_d R_{zd}, \quad (5)$$

где μ_k , μ_0 – коэффициенты сопротивления перекачиванию прикатывающего катка и опорных колес (0,25; 0,15); $\delta_{ш}$, δ_d – коэффициенты пропорциональности, соответственно, для щелереза и прорезного диска (0,5; 1,2).

Преобразуя выражение (4), заменяем неизвестные реакции их составляющими из выражений (5) и получаем выражение (6) для определения вертикальной нагрузки на опорное колесо прицепного щелевателя.

$$Q_z = \frac{-R_{zd}\delta_d Z_d - R_{zd}X_d + GX_G - R_{xш}Z_{ш} + R_{xш}\delta_{ш}X_{ш} - R_{zk}\mu_k Z_k - R_{zk}X_k}{\mu_0 Z_Q + X_Q}. \quad (6)$$

При проведении производственных испытаний экспериментальный образец щелевателя для осенней обработки стерневых фонов к тракторам тягового класса 8 фактические значения условий испытаний определены в соответствии с требованиями ГОСТ 20915 [5]. Агротехническая оценка проводилась в соответствии с требованиями ГОСТ 33736 [6]. Энергетическая оценка проводилась в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52777 [7]. Полученные данные экспериментальных исследований обработаны методом математической статистики [8] с использованием компьютерной программы Excel.

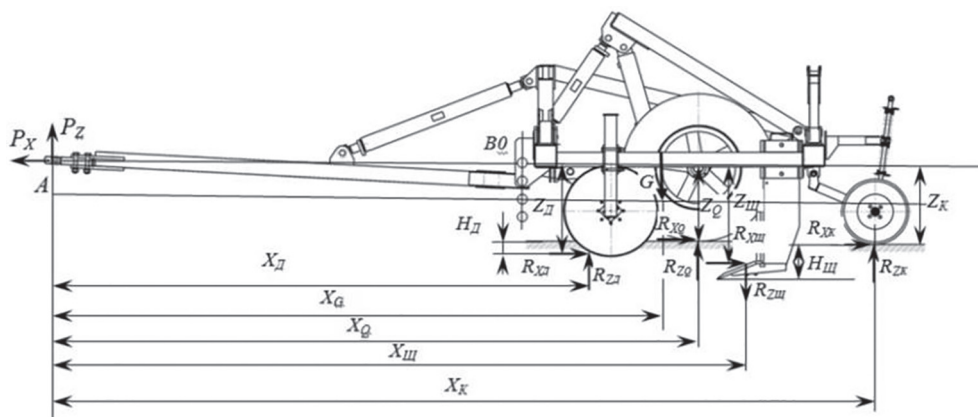


Рис. 1. Расчетная схема прицепного щелевателя

Результаты и обсуждение

В 2015–2017 гг. в Костанайском филиале «КазНИИМЭСХ» была проведена НИР и разработан экспериментальный образец щелевателя для осенней обработки стерневых фонов к тракторам тягового класса 8.

Проведены расчеты по выражению (6). Изменялось расстояние от оси вращения опорных колес до точки *A* соединения орудия с трактором в пределах от 4,0 до 7,6 м с шагом 1,2 м. Далее изменялось положение точек соединения рамы орудия со сницей в вертикальной плоскости. Сницю соединяли с рамой орудия в четырех точках (четыре варианта В0; В1; В2; В3) от 0 до 300 мм с шагом 100 мм. Первый вариант, – когда точка соединения сниця и рамы лежит на оси симметрии рамы в горизонтальной плоскости, то есть расстояние равно нулю. Далее сницю опускали вниз на 100, 200 и 300 мм, при этом для каждого положения сниця изменялось положение опорных колес. Определялось влияние положения опорных колес и точки соединения сниця с рамой орудия на вертикальную нагрузку на опорное колесо и изменение тягового сопротивления. Результаты проведенных расчетов представлены на рис. 2 и 3.

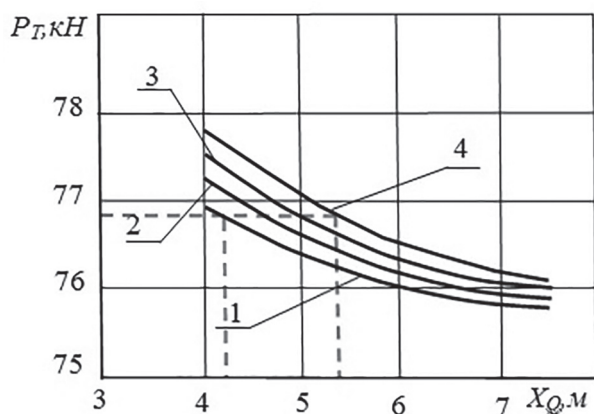


Рис. 2. Влияние на вертикальную нагрузку на опорные колеса расстояния от точки соединения орудия с трактором до оси вращения опорных колес и расстояния от оси симметрии рамы в горизонтальной плоскости до точки соединения сниця с рамой:
1 – 0 мм; 2 – 100 мм; 3 – 200 мм; 4 – 300 мм

Установлено, что с увеличением расстояния от точки *A* соединения орудия с трактором до оси вращения опорных колес вертикальная нагрузка на опорное колесо и тяговое сопротивление прицепного щелевателя снижаются.

При расстоянии от точки соединения орудия с трактором до оси вращения опорных колес, равном 4,0 м, и условии, что точка соединения сниця с рамой расположена на оси симметрии рамы в горизонтальной плоскости, вертикальная нагрузка на опорное колесо составила 4,3 кН, при этом тяговое сопротивление достигало 76,9 кН. Увеличение расстояния до 7,6 м способствовало снижению вертикальной нагрузки на опорное колесо до 2,1 кН, а тяговое сопротивление уменьшилось до 75,7 кН. Увеличение расстояния от оси симметрии рамы в горизонтальной плоскости до точки соединения сниця с рамой до 300 мм, с шагом 100 мм способствовало увеличению вертикальной нагрузки на опорное колесо до 6,0 кН, при этом тяговое сопротивление достигало 77,8 кН.

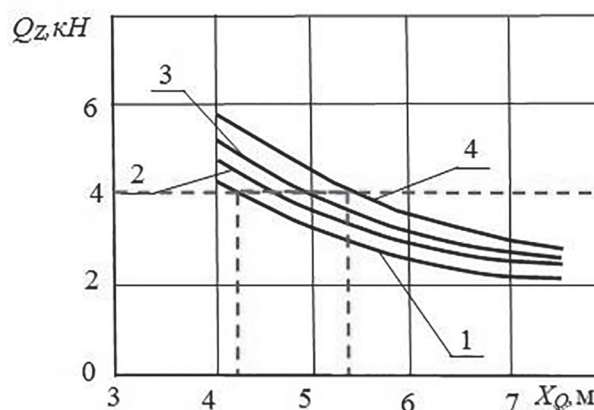


Рис. 3. Влияние на тяговое сопротивление щелевателя расстояния от точки соединения орудия с трактором до оси вращения опорных колес и расстояния от оси симметрии рамы в горизонтальной плоскости до точки соединения сниця с рамой:
1 – 0 мм; 2 – 100 мм; 3 – 200 мм; 4 – 300 мм

Увеличение расстояния до 7,6 м способствовало снижению вертикальной нагрузки на опорное колесо до 3,0 кН, а тяговое сопротивление уменьшилось до 76,1 кН. Устойчивость хода прицепного щелевателя по глубине обработки зависит от усилия, с которым орудие действует на опорные колеса. Исследованиями [4] установлено, что вертикальная нагрузка на одно опорное колесо должно быть не менее 4 кН, при этом обеспечивается устойчивое движение почвообрабатывающих орудий по глубине обработки.

Таким образом, устойчивость хода рабочих органов при выполнении технологического процесса щелевания почвы (твердость

почвы не менее 6 МПа) будет обеспечиваться при расстоянии от точки *A* соединения орудия с трактором до оси вращения опорных колес равном 4,3–5,3 м. При этом расстояние от оси симметрии рамы в горизонтальной плоскости до точки соединения с ницей с рамой должно находиться в пределах 0–300 мм.

По результатам теоретических исследований была разработана чертежная документация на экспериментальный образец щелевателя для осенней обработки стерневых фонов к тракторам тягового класса 8. В чертежной документации расстояние от точки соединения орудия с трактором до оси вращения опорных колес было принято равным $4,4 \pm 0,05$ м, а расстояние от оси симметрии рамы в горизонтальной плоскости до точки соединения с ницей с рамой в вертикальной плоскости – равным 150 ± 10 мм.

Производственные испытания экспериментального образца щелевателя для осенней обработки стерневых фонов проводились в КХ «Жазахай» (Костанайская обл.) на поле после уборки зерновых колосовых. В период выполнения работ на глубине обработки 0–30 см средние показатели составляли: твердость почвы 4,8 МПа, влажность – 16,3 %, объемный вес – $1,39 \text{ г/см}^3$. Перед началом проведения испытаний экспериментального образца были проведены работы по настройке и регулировке глубины хода дисковых рабочих органов и щелерезов, силы воздействия катка на почву и расположения рамы орудия относительно поверхности поля. Экспериментальный образец прицепного щелевателя для осенней обработки стерневых фонов в агрегате с трактором тягового класса 8 представлен на рис. 4.

Конструктивно-технологическая схема щелевателя для осенней обработки стерневых

фонов включает последовательное расположение дискового рабочего органа, щелереза и прикатывающего катка. Технологический процесс выполняется следующим образом. Дисковый рабочий орган разрезает почву, растительные и пожнивные остатки на глубину до 12 см, щелерез рыхлит почву на глубину до 30 см и образует щель, прикатывающий каток разрушает почвенные комки, частично заполняет щель почвой и выравнивает обработанную поверхность.

При проведении испытаний в производственных условиях проверялось влияние технологических и конструктивных параметров (в том числе расположение опорных колес и соединение с ницей с рамой орудия) на агротехнические и энергетические показатели и их соответствие исходным требованиям (ИТ).

Испытания в производственных условиях проводились на скоростях движения 7,2; 8,9 и 10,0 км/ч. Глубина обработки щелерезом составила 28,5–29,7 см, дисковым рабочим органами – 8,8–9,5 см. Результаты оценки агротехнических и энергетических показателей приведены в таблице.

Увеличение скорости движения с 7,2 до 10,0 км/ч приводит к увеличению неравномерности по глубине обработки с 1,0 до 1,4 см. Полученные данные не превышают требования нормативной документации (ИТ) [9]. С увеличением скорости движения возрастают такие показатели, как ширина щели (с 4,0 до 5,9 см), ширина разрыхленной полосы (с 41 до 62 см), гребнистость поверхности поля (с 4,5 до 8,7 см), количество стерни на поверхности поля снижается (с 81 до 60 %).

Анализ полученных значений функциональных показателей позволяет сделать вывод, что экспериментальный образец прицепного

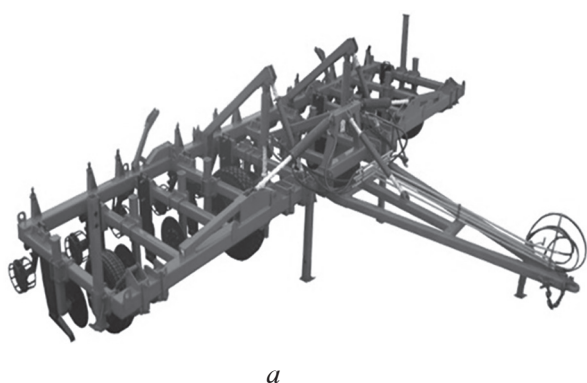


Рис. 4. Экспериментальный образец щелевателя для осенней обработки стерневых фонов:
а – вид спереди сбоку; б – в агрегате с трактором Case 535, вид в работе

Таблица

**Агротехнические и энергетические показатели экспериментального образца
прицепного щелевателя для осенней обработки стерневых фонов**

Показатель	Значение показателя			
	по НД	опыт 1	опыт 2	опыт 3
Агротехнические показатели				
Скорость движения агрегата, км/ч	6,0–9,0	7,2	8,9	10,0
Рабочая ширина захвата, м	8,8	8,8	8,8	8,8
Глубина обработки щелерезом:				
– средняя, см	до 35,0	29,7	29,2	28,5
– стандартное отклонение, ± см	не более 1,5	1,1	1,2	1,4
Ширина щели, см	не более 5,0	4,0	4,7	6,9
Ширина разрыхленной полосы, см	не более 50	41	46	62
Гребнистость поверхности поля, см	не более 8,0	4,5	5,7	8,7
Сохранность стерни, %	не менее 90	81	75	60
Энергетические показатели				
Производительность по основному врем., га/ч	5,3–7,9	6,3	7,8	8,8
Расход топлива за время основной работы, кг/ч	не более 88	67,4	76,2	87,1
Тяговое сопротивление машины, кН	70,0–100,0	78,7	82,3	93,5
Мощность, потребляемая с/х машиной, кВт	133,0–250,0	157,4	203,5	261,8

щелевателя для осенней обработки стерневых фонов выполняет технологический процесс с качеством, соответствующим агротехническим требованиям (НД) на скоростях движения 7,2–8,9 км/ч. Увеличение скорости движения до 10 км/ч способствует увеличению значений показателей, таких как ширина разрыхленной полосы – 62 см, ширина щели – 6,9 см, гребнистость поверхности поля – 8,7 см. Значения этих показатели превышают нормативные требования (ИТ). А показатель сохранности стерни (не менее 90 %) не обеспечивается на всех скоростных режимах.

Энергетическая оценка экспериментального образца проводилась одновременно с определением агротехнических показателей. Установлено, что производительность агрегата при ширине захвата орудия 8,8 м и скорости движения 8,9 км/ч за один час основного времени составляла 7,8 га, тяговое сопротивление – 82,3 кН. Часовой расход топлива составил 76,2 кг, при этом на один гектар расходуется 9,7 кг. Мощность, потребляемая на преодоление тягового сопротивления орудия, – 203,5 кВт, при этом удельные затраты энергии в агрегате с трактором Case 535 – 93,9 МДж/га.

Заключение

По результатам теоретических исследований установлено, что устойчивость хода рабочих органов при щелевании почвы (твердость почвы

не менее 6 МПа) обеспечивается при расстоянии от точки соединения орудия с трактором до оси вращения опорных колес, равном 4,3–5,3 м. При этом расстояние от оси симметрии рамы в горизонтальной плоскости до точки соединения с ницей с рамой должно находиться в пределах 0–300 мм в вертикальной плоскости.

На основании результатов теоретических исследований разработана чертежная документация и изготовлен экспериментальный образец щелевателя для осенней обработки стерневых фонов к тракторам тягового класса 8. Проведены экспериментальные исследования.

При проведении экспериментальных исследований скорость движения агрегата составляла 7,2; 8,9 и 10,0 км/ч. Глубина обработки щелерезом находилась в пределах 28,5–29,7 см, дисковым рабочим органом – 8,8–9,5 см. При этом неравномерность по глубине обработки находилась в пределах 1,0–1,4 см.

Установлено, что на скорости движения до 8,9 км/ч экспериментальный образец щелевателя устойчиво по глубине обработки выполняет технологический процесс, при этом тяговое сопротивление находится в допустимых пределах и не перегружает трактор. Устойчивость выполнения технологического процесса по глубине обработки и тяговому сопротивлению говорит об обоснованности выбранных конструктивных параметров щелевателя для осенней обработки стерневых фонов.

Литература

1. Кухта В.С. Исследование универсального широкозахватного почвообрабатывающего орудия // Почвообрабатывающие машины и динамика агрегатов. Тр. ЧИМЭСХ. Челябинск, 1986. С. 57–73.
2. Галкин В.Г., Любимов А.И., Рахимов Р.С., Шульгин И.Г. Уравнения движения широкозахватных почвообрабатывающих орудий // Почвообрабатывающие машины и динамика сельскохозяйственных агрегатов. Тр. ЧИМЭСХ. Челябинск, 1977. Вып. 128. С. 96–104.
3. Рахимов Р.С., Буряков А.С., Хлызов Н.Т., Блау В.Ю. Обоснование местоположения колес и ширины захвата модуля плоскореза // Почвообрабатывающие машины и динамика агрегатов. Тр. ЧИМЭСХ. Челябинск, 1979. С. 18–25.
4. Бурченко П.Н. Основные технологические параметры почвообрабатывающих машин нового поколения // Теория и расчет почвообрабатывающих машин. Тр. ВИМ. Москва, 1989. Т. 120. С. 12–43.
5. ГОСТ 20915-2011. Сельскохозяйственная техника. Методы определения условий испытаний. М.: ФГУП Стандартинформ, 2013. 28 с.
6. ГОСТ 33736-2016 Техника сельскохозяйственная. Машины для глубокой обработки почвы. Методы испытаний. М.: ФГУП «Стандартинформ», 2017. 39 с.
7. ГОСТ Р 52777-2007. Техника сельскохозяйственная. Методы энергетической оценки. М.: ФГУП Стандартинформ, 2007. 7 с.
8. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта. М.: Агропромиздат, 1985. 351 с.
9. Анискин В.И., Артюшин А.А. Исходные требования на базовые машинные технологические операции в растениеводстве // Министерство сельского хозяйства Российской Федерации. М., 2005. С. 38–41.

References

1. Kukhta V.S. Investigation of the universal wide-level soil tillage implement // Soil tillage machines and dynamics of aggregates. Tr. CHIMESKH. Chelyabinsk, 1986, pp. 57–73.
2. Galkin V.G., Lyubimov A.I., Rakhimov R.S., Shulgin I.G. Equations of motion of wide-level soil tillage implement // Soil tillage machines and dynamics of aggregates. Tr. CHIMESH. Chelyabinsk, 1977. Ed. 128, pp. 96–104.
3. Rakhimov R.S., Buryakov A.S., Khlyzov N.T., Blau V.Yu. Justification of the location of the wheels and width of the module of the subsurface sweep cultivator // Soil tillage machines and dynamics of aggregates. Tr. CHIMESKH. Chelyabinsk, 1979, pp. 18–25.
4. Burchenko P.N. The main technological parameters of the soil tillage machines of a new generation // Theory and calculation of the soil tillage machines. Tr. Vim. M., 1989. T. 120, pp. 12–43.
5. GOST 20915-2011. Agricultural machinery. Procedure for determines test conditions. M.: FSUE Standardinform, 2013. 28 p.
6. GOST 33736-2016 Agricultural machinery. Machines for the deep tillage. Test methods. – Enter. 2018-01-01. – M.: Federal State Unitary Enterprise «Standardinform», 2017. 39 p.
7. GOST R 52777-2007. Agricultural machinery. Methods of power estimation. M.: FSUE Standardinform, 2007. 7 p.
8. Dospechov B.A. Metodika polevogo opyta [Methodology of the field test]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1985. 351 p.
9. Aniskin V.I., Artyushin A.A. Initial requirements for basic machine technological operations in crop production // Ministry of Agriculture of the Russian Federation. Moscow, 2005, pp. 38–41.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ КОРНЕКЛУБНЕПЛОДОВ

THE RESULTS OF EXPERIMENTAL STUDIES OF THE ROOT CROP CHOPPER

С.Н. ШУХАНОВ, д.т.н.

А.С. ДОРЖИЕВ

А.В. КОСАРЕВА, к.т.н.

Иркутский государственный аграрный университет,
Иркутск, Россия, Shuhanov56@mail.ru

S.N. SHUKHANOV, DSc in Engineering

A.S. DORZHIEV

A.V. KOSAREVA, PhD in Engineering

Irkutsk State Agrarian University, Irkutsk, Russia,
Shuhanov56@mail.ru

Для создания машины с целью измельчения корнеклубнеплодов с заданными размерами изготовлена экспериментальная установка. Объектом исследования является функционирование измельчителя корнеклубнеплодов. Эксперименты и анализ полученных данных проводились с использованием теории планирования экспериментов. При проведении статистического анализа сравнения двух групп по количественным шкалам проводились на основе непараметрического критерия Манна – Уитни. Для описания количественных показателей использовались среднее значение и стандартное отклонение в формате « $M \pm S$ ». Чтобы использовать возможность прогнозирования некоторой целевой количественной переменной на базе нескольких независимых переменных (факторов), применялся метод множественного регрессивного анализа. Величина статической значимости была зафиксирована на уровне вероятности ошибки 0,05. Статистическая обработка данных выполнена с использованием пакетов прикладных программ Statistica 10 и SAS JMP 11.

Одним из основных показателей качества работы машины является ее энергоёмкость. В результате обработки экспериментов получены регрессионные зависимости и поверхности отклика, отражающие описываемые происходящие процессы. По результатам регрессионного моделирования отклика «Энергоёмкость процесса Э, Вт» можно заключить, что наиболее важным сочетанием факторов является набор: «Диаметр корнеклубнеплода», « $X_4 \cdot x_5$ » и « $X_4 \cdot x_4$ ». Модель имеет высокий уровень качества прогноза ($R^2 = 98\%$).

Ключевые слова: экспериментальная установка, измельчитель корнеклубнеплодов, статистический анализ, энергоёмкость процесса.

An experimental setup was made to create a machine for the purpose of grinding root crops with specified dimensions. The object of study is the functioning of the root crop chopper. Experiments and analysis of the data obtained were carried out using the theory of experimental design. When conducting a statistical analysis, comparisons of the two groups on quantitative scales were based on the non-parametric Mann-Whitney test. To describe the quantitative indicators, the mean value and standard deviation in the format « $M \pm S$ » were used. To use the ability to predict some target quantitative variable based on several independent variables (factors), the multiple regression analysis method was used. The value of static significance was fixed at a probability level of error of 0,05. Statistical data processing was performed using the Statistica 10 and SAS JMP 11 application software packages. One of the main indicators of the quality of a machine is its energy intensity. As a result of processing the experiments, regression dependences and response surfaces were obtained, which reflect describing the processes that take place. According to the results of the regression modeling of the response «Energy intensity of the process E, W», it can be concluded that the most important combination of factors is the set: «Root and tubers diameter», « $X_4 \cdot x_5$ » and « $X_4 \cdot x_4$ ». The model has a high level of forecast quality ($R^2 = 98\%$).

Keywords: experimental installation, root crop chopper, statistical analysis, process energy intensity.

Введение

Создание технических средств и технологий механизации сельскохозяйственного производства является ключевой задачей научно-технического обеспечения агропромышленного комплекса. В этом ряду проблем особое место занимает разработка машин для животноводства, в том числе обеспечивающие подготовку кормов к поеданию сельскохозяйственными животными [1, 2]. Известно, что измельчение корнеклубнеплодов существенно повышает их поедаемость и усваиваемость. При этом важное значение имеет размер измельченных корнеклубнеплодов. С целью удовлетворения этому требованию изготовлена экспериментальная установка на основе нашего патента [3].

Цель исследований

Исследование факторов, влияющих на энергоемкость процесса резания измельчителя корнеклубнеплодов.

Материалы и методы

Объектом исследования является функционирование измельчителя корнеклубнеплодов. Эксперименты и анализ полученных данных проводились с использованием теории планирования экспериментов. При проведении статистического анализа сравнения двух групп по количественным шкалам проводились на основе непараметрического критерия Манна – Уитни. Для описания количественных показателей использовались среднее значение и стандартное отклонение в формате « $M \pm S$ ». Чтобы использовать возможность прогнозирования некоторой целевой количественной переменной на базе нескольких независимых переменных (факторов), применялся метод множественного регрессивного анализа. Величина статической значимости был зафиксирован на уровне вероятности ошибки 0,05. Статистическая обработка данных выполнена с использованием пакетов прикладных программ Statistica 10 и SAS JMP 11 [4–6].

Результаты обсуждения

Сущность устройства [3] заключается в следующем. Вертикальные ножи жестко и под углом 90 градусов установлены к горизонтальным ножам, причем с образованием вертикальных окон, сформированных сверху плоскостью горизонтального ножа, снизу – плоскостью диска, а слева и справа – плоско-

стями вертикальных ножей. Крайние вертикальные ножи пристыкованы своими боковыми плоскостями к торцевым поверхностям окна. Противорез имеет возможность работать с горизонтальными и вертикальными ножами. Расстояние между вертикальными ножами в перпендикулярном направлении к их боковым поверхностям находится в пределах от 15 до 50 мм. В совокупности это позволяет создать режущий аппарат измельчителя корнеплодов, обеспечивающий получение кусочков по форме параллелепипеда.

На рис. 1–4 показан режущий аппарат измельчителя корнеплодов. В частности на рис. 1 показан разрез А–А, на рис. 2 – разрез Б–Б, на рис. 3 – разрез В–В (увеличенно), на рис. 4 – вид Г (увеличенно). Режущий аппарат состоит: из цилиндрического корпуса 4, который одновременно является приемным бункером; диска 6 с вертикальными 2 и горизонтальными 3 ножами, который жестко соединен с валом 1 электродвигателя (не показан); противорезов 5, жестко соединенных с корпусом 4. Кроме того, к диску 6 со стороны, противоположной стороне, на которой размещены ножи 2 и 3, жестко присоединены швырялки 8, а к корпусу 4, напротив швырялок 8, – выгрузной бункер 7. В диске 6 под горизонтальными 3 ножами выполнены окна по форме прямоугольника. Вертикальные 2 ножи жестко и под углом 90 градусов установлены к горизонтальным 3 ножам, причем с образованием вертикальных окон, сформированных сверху плоскостью горизонтального 3 ножа, снизу – плоскостью диска 6, а слева и справа – плоскостями вертикальных 2 ножей. Крайние вертикальные 2 ножи пристыкованы своими боковыми плоскостями к торцевым поверхностям окна, противорезы 5 взаимодействуют с горизонтальными 3 и вертикальными 2 ножами. Расстояние между вертикальными 2 ножами в перпендикулярном направлении к их боковым поверхностям находится в пределах от 15 до 50 мм.

Режущий аппарат работает следующим образом. При включении измельчителя (электродвигателя) диск 6 с ножами 2 и 3, а также со швырялками 8 приводится во вращение (против часовой стрелки) от электродвигателя (не показан) посредством вала 1. Загружают продукт в корпус 4 через его верхний срез, который поступает на диск 6 и при взаимодействии с противорезами 5 равномерно распределяется на его торцевой поверхности

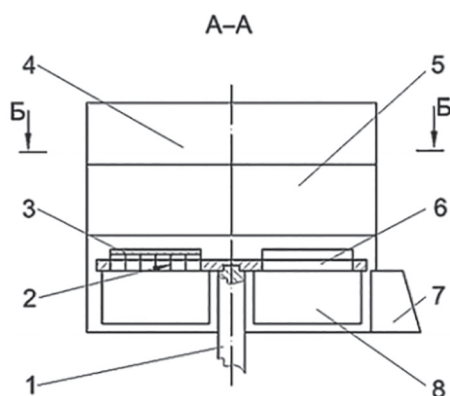


Рис. 1. Режущий аппарат измельчителя корнеплодов.
Разрез А-А

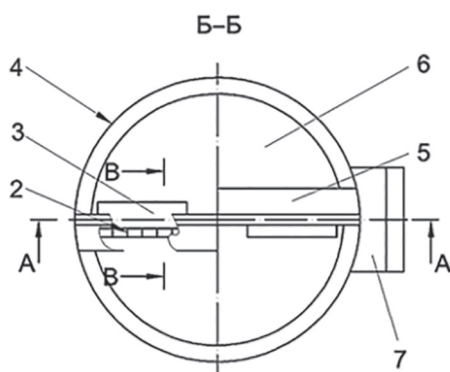


Рис. 2. Режущий аппарат измельчителя корнеплодов.
Разрез Б-Б

и подвергается обработке. Горизонтальные и вертикальные ножи оказывают силовое воздействие на продукт, в результате он продукт разделяется на кусочки по форме параллелепипеда, одна из граней которого соответствует профилю окон, образованных поверхностями деталей режущего аппарата. Длина полученных кусочков равна расстоянию между вертикальными 2 ножами в перпендикулярном направлении к их боковым поверхностям. Измельченный продукт под воздействием на него ножей 2 и 3 поступает в полость швырляки 8 через окна, выполненные в диске 6 под ножами 3, и далее под воздействием швырляки 8 – в выгрузной бункер 7.

Одним из основных качественных показателей работы измельчителя корнеклубнеплодов является энергоёмкость процесса измельчения.

1. Регрессионное моделирование целевого показателя «Энергоёмкость процесса Э, Вт» для одного горизонтального ножа

Ниже представлены результаты регрессионного моделирования целевого показателя

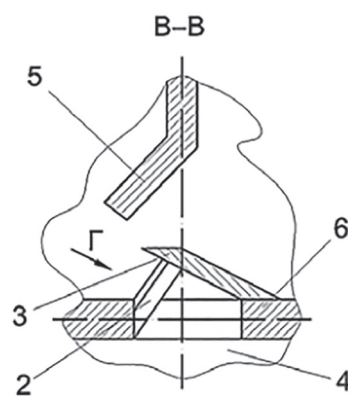


Рис. 3. Режущий аппарат измельчителя корнеплодов.
Разрез В-В

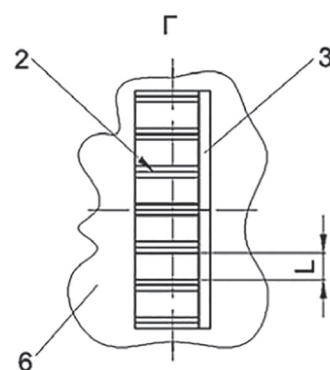


Рис. 4. Режущий аппарат измельчителя корнеплодов.
Вид Г

«Энергоёмкость процесса Э, Вт» для одного горизонтального ножа. Для построения итоговой модели этого показателя для одного горизонтального ножа использовался метод шагового регрессионного анализа, алгоритм включения. Входными факторами являлись «Диаметр корнеклубнеплода» (X_4), «Угол наклона противореза» (X_5).

В результате анализа были получены следующие результаты.

В табл. 1 представлены коэффициенты и бета-коэффициенты регрессионной модели для целевого показателя «Энергоёмкость процесса Э, Вт» для следующих факторов: «Диаметр корнеклубнеплода», « $X_4 \times X_5$ » и « $X_4 \times X_4$ ».

Факторы «Диаметр корнеклубнеплода» и « $X_4 \times X_5$ » имеют положительное влияние на целевой показатель «Энергоёмкость процесса Э, Вт», а фактор « $X_4 \times X_4$ » оказывает отрицательный вклад. Следует отметить, что все факторы являются статистически значимыми, что говорит о тесной интеграции их в единую регрессионную модель.

В табл. 2 представлены показатели качества и формула регрессионной модели для воз-

Таблица 1

Структура регрессионной модели для целевого показателя «Энергоемкость процесса Э, Вт»

Фактор	Бета-коэффициент	Коэффициент регрессии	Уровень P
Константа		18,333	0,3766
Диаметр корнеклубнеплода	9,671	9,671	<0,0001
$X4 \cdot x5$	0,016	0,016	<0,0001
$X4 \cdot x4$	-0,062	-0,062	<0,0001

Таблица 2

Показатели качества и формула регрессионной модели показателя «Энергоемкость процесса Э, Вт»

Значимость регрессии	$R^2 = 97,1 \%$; уровень $P < 0,0001$
Формула регрессии	Энергоемкость процесса Э, Вт = $18,33 + 9,67 \cdot \text{Диаметр корнеклубнеплода} + 0,02 \cdot X4 \cdot x5 - 0,06 \cdot X4 \cdot x4$

возможности подставлять текущие значения факторов и строить прогноз. Коэффициент детерминации со значением 97 % говорит о высоком прогножном качестве модели (уровень $P < 0,0001$).

Рис. 5 наглядно демонстрирует возможности построенной модели делать прогнозы, а также насколько эти прогнозы соответствуют наблюдаемым значениям отклика. Облако точек хорошо выстраивается вдоль линии регрессии, что говорит о тесной связи между прогнозными и реальными значениями отклика.

Форма поверхности полученной модели представлена на рис. 6.

По результатам регрессионного моделирования отклика «Энергоемкость процесса Э, Вт» можно заключить, что наиболее важным сочетанием факторов является набор: «Диаметр корнеклубнеплода», « $X4 \cdot x5$ »

и « $X4 \cdot x4$ ». Модель имеет высокий уровень качества прогноза ($R^2 = 97 \%$).

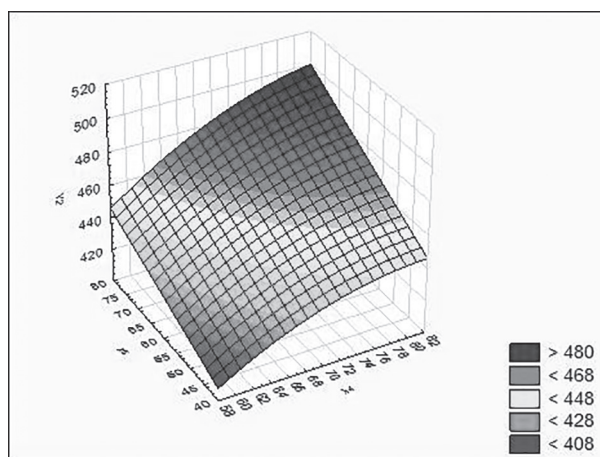


Рис. 6. График прогнозных значений показателя «Энергоемкость процесса Э, Вт» для одного горизонтального ножа в зависимости от $X4$, $X5$

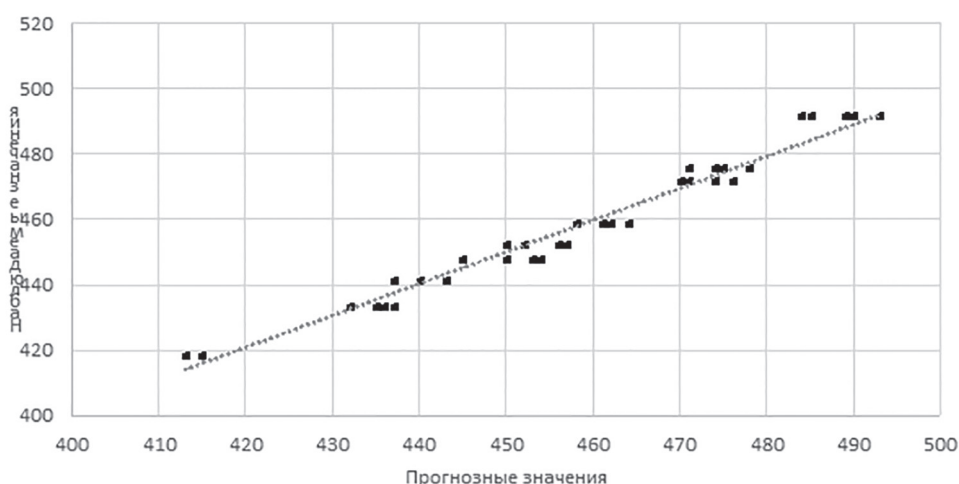


Рис. 5. Графики зависимости наблюдаемых значений от прогнозных (модельных)

2. Регрессионное моделирование целевого показателя «Энергоемкость процесса Э, Вт» двух горизонтальных ножей

В данном разделе представлены результаты регрессионного моделирования целевого показателя «Энергоемкость процесса Э, Вт» двух горизонтальных ножей.

Для построения итоговой модели данного показателя использовался метод шагового регрессионного анализа, алгоритм включения. Входными факторами являлись «Диаметр корнеклубнеплода» (X_4), «Угол наклона противореза» (X_5).

В результате анализа были получены следующие результаты.

В табл. 3 представлены коэффициенты и бета-коэффициенты регрессионной модели для целевого показателя «Энергоемкость процесса Э, Вт» для следующих факторов: «Диаметр корнеклубнеплода», « $X_4 \cdot x_5$ » и « $X_4 \cdot x_4$ ».

Факторы «Диаметр корнеклубнеплода» и « $X_4 \cdot x_5$ » имеют положительное влияние

на целевой показатель «Энергоемкость процесса Э, Вт», а фактор « $X_4 \cdot x_4$ » оказывает отрицательный вклад. Следует отметить, что все факторы являются статистически значимыми, что говорит о тесной интеграции их в единую регрессионную модель.

В табл. 4 представлены показатели качества и формула регрессионной модели для возможности подставлять текущие значения факторов и строить прогноз. Коэффициент детерминации со значением 98 % говорит о высоком прогнозном качестве модели (уровень $P < 0,0001$).

Рис. 7 наглядно демонстрирует возможности построенной модели делать прогнозы, а также насколько эти прогнозы соответствуют наблюдаемым значениям отклика. Облако точек хорошо выстраивается вдоль линии регрессии, что говорит о тесной связи между прогнозными и реальными значениями отклика.

Форма поверхности полученной модели представлена на рис. 8.

Таблица 3

Структура регрессионной модели для целевого показателя «Энергоемкость процесса Э, Вт»

Фактор	Бета-коэффициент	Коэффициент регрессии	Уровень P
Константа		-42,200	0,2592
Диаметр корнеклубнеплода	7,678	7,678	<0,0001
$X_4 \cdot x_5$	0,017	0,017	<0,0001
$X_4 \cdot x_4$	-0,043	-0,047	<0,0001

Таблица 4

Показатели качества и формула регрессионной модели показателя «Энергоемкость процесса Э, Вт»

Значимость регрессии	$R^2 = 98,3 \%$, уровень $P < 0,0001$
Формула регрессии	Энергоемкость процесса Э, Вт = $-42,2 + 7,68 \cdot \text{Диаметр корнеклубнеплода} + 0,02 \cdot X_4 \cdot x_5 - 0,05 \cdot X_4 \cdot x_4$

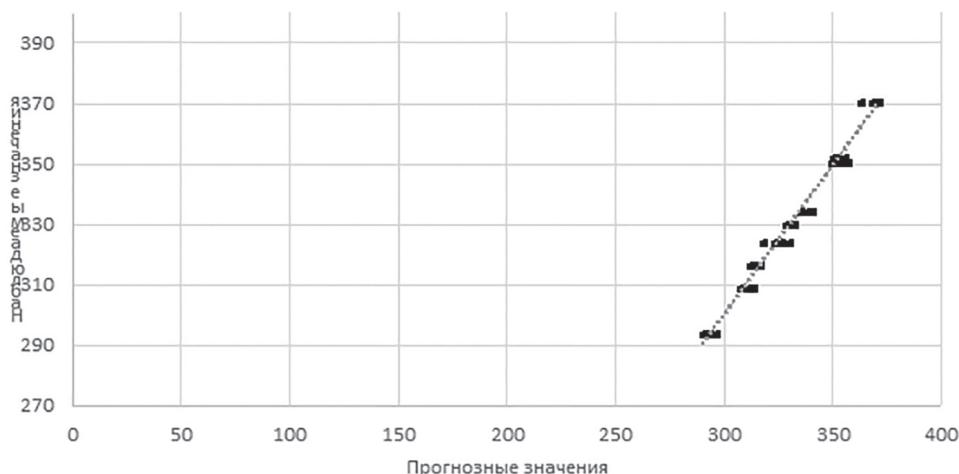


Рис. 7. Графики зависимости наблюдаемых значений от прогнозных (модельных)

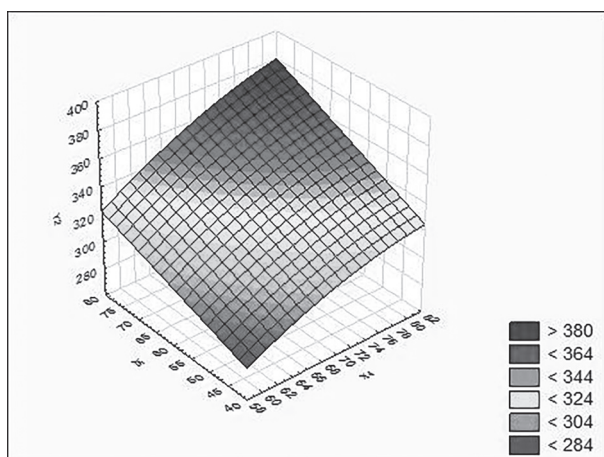


Рис. 8. График прогнозных значений показателя «Энергоемкость процесса Э, Вт» для двух горизонтальных ножей в зависимости от X4, X5

Вывод

По результатам регрессионного моделирования отклика «Энергоемкость процесса Э, Вт» можно заключить, что наиболее важным сочетанием факторов является набор: «Диаметр корнеклубнеплода», «X4:x5» и «X4:x4». Модель имеет высокий уровень качества прогноза ($R^2 = 98\%$).

Литература

1. Карпов В.В., Гулевский В.А. Анализ взаимодействия рабочих органов гофрошечных барабанов очистителя кормовых корнеплодов с объектами очистки // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2017. № 2. С. 121–128.
2. Карпов В.В., Гулевский В.А. Влияние загрязненности и влажности почвенных примесей на эффективность очистки кормовых корнеплодов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2017. № 3. С. 87–92.
3. Шуханов С.Н., Доржиев А.С. Режущий аппарат измельчителя корнеклубнеплодов: патент на полезную модель № 186473 Российская Федерация; опубл. 22.01.2019, Бюл. № 3.

4. Боровиков В. STATISTICA: Искусство анализа данных на компьютере (с CD-ROM). 2 изд. СПб.: Питер. 2003.
5. Вуколов Э.А. Основы статистического анализа. Практикум по статистическим методам и исследованию операций с использованием пакетов «Statistica» и «Excel». М.: Форум, 2004. 464 с.
6. Халафян А.А. STATISTICA 6. Статический анализ данных. 3-е изд. М.: ООО «Бином-Пресс». 2007. 512 с.

Reference

1. Karpov V.V. Gulevsky V.A. The analysis of interaction of working bodies of the corrugated brush drums of the feed root crop cleaner with cleaning objects. The Messenger of Voronezh State Agricultural University. 2017. No. 2, pp. 121–128 (in Russ.).
2. Karpov V.V. Gulevsky V.A. The effect of soil contamination and moisture on the efficiency of cleaning of fodder root crops. Messenger of Voronezh State Agricultural University. 2017. No. 3, pp. 87–92 (in Russ.).
3. Shukhanov S.N., Dorzhiev A.S. Rezhushchij apparat izmel'chitelya korneklubneplodov [Root crop chopper cutting apparatus]: utility model patent No. 186473 Russian Federation; publ. 01/22/2019, Bull. Number 3.
4. Boletuses V. STATISTICA: Iskusstvo analiza dannyh na komp'yutere (s CD-ROM) [STATISTICA: Art of the analysis of data on the computer (with CD-ROM)]. The 2nd edition. St. Petersburg. 2003.
5. Vukolov E.A. Osnovy statisticheskogo analiza. Praktikum po statisticheskim metodam i issledovaniyu operacij s ispol'zovaniem paketov «Statistica» i «Excel» [Principles of the statistical analysis. Workshop on statistical methods and research of operations using Statistica and Excel packages]. Moscow: Forum Publ., 2004. 464 p.
6. Halafyan A.A. STATISTICA 6. Staticeskij analiz dannyh [STATISTICA 6. Static analysis of data]. the 3rd prod. Moscow: LLC Binom-Press Publ. 2007. 512 p.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРОСТЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ В НЕСОПРЯЖЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ

THE USE OF SIMPLE TEETH SURFACES IN NON-CONJUGATE GEARS

Б.П. ТИМОФЕЕВ, д.т.н.

А.В. КОВАЛЕВИЧ

М.Ю. САЧКОВ, к.т.н.

Университет ИТМО, Санкт-Петербург, Россия,
kovaevich@mail.ru

B.P. TIMOFEEV, DSc in Engineering

A.V. KOVALEVICH

M.YU. SACHKOV, PhD in Engineering

ITMO University, Saint Petersburg, Russia,
kovaevich@mail.ru

В современном мире главенствующее место в практическом применении механизмов передачи вращательного движения занимают сопряженные и, в частности, эвольвентные зубчатые передачи. Воспроизведение поверхностей высоких порядков, используемых в сопряженных передачах, требует использования сложного и дорогостоящего оборудования. Альтернативой таким зубчатым передачам выступают приближенные зубчатые передачи.

В работе проанализированы возможности передач с несопряженным зацеплением при использовании простейших поверхностей – плоскости, цилиндра и их различных сочетаний, в качестве рабочих поверхностей зубьев. Показано, что при простейших очертаниях зубьев можно получить качественную передачу. Здесь приведены результаты математического моделирования приближенных передач. Также, приводится сравнение показателей исследуемых зубчатых передач с эвольвентной по параметру циклической погрешности зубцовой частоты. Получившиеся значения ошибки положения и передаточного отношения минимальны и, в частности, для многорядных передач могут быть пренебрежимо малы. Показана нечувствительность приближенных передач к погрешностям изготовления колес и сборки передачи. Приведены несколько компоновок зубчатых колес и различные конфигурации передачи движения.

Перспективы применения передач с простейшими очертаниями зубьев связаны с отсутствием необходимости в сложном зубообрабатывающем оборудовании и возможности изготовления и ремонта в полевых условиях. Кроме того, такие передачи незаменимы для экспериментальных установок из-за возможности оперативного изменения параметров, что не требует значительного времени на проектирование и изготовление.

Ключевые слова: зубчатые передачи, несопряженные передачи, приближенная передача, многорядное зубчатое колесо, поводковое зубчатое колесо, ошибка положения, простые формы зубьев.

Nowadays, the dominant place in the practical use of rotational motion transmission mechanisms has conjugate, and, in particular, teeth gear. Reproduction of high-order surfaces used in conjugated gears requires the use of sophisticated and expensive equipment. An alternative to such gears are approximate gears. The paper analyzes the possibility of using gears with non-conjugate engagement when using the simplest surfaces – a plane, a cylinder and their various combinations, as the working surfaces of the teeth. It is shown that with the simplest outlines of the teeth it is possible to get the high-quality transmission. The results of mathematical modeling of approximate gears are presented. A comparison of the studied gears with the involute one in terms of the cyclic error of the tooth frequency is given. The resulting values of the position error and the gear ratio are minimal and, in particular, for multi-row gears can be negligible. The insensitivity of approximate gears to the errors in wheel manufacturing and gear assembly is shown. Several gear configurations and various motion transmission configurations are provided. Prospects for the use of gears with the simplest outlines of the teeth are associated with the lack of need for complex gear-processing equipment and the possibility of manufacturing and repair in the field conditions. In addition, such transmissions are indispensable for experimental installations because of the possibility of rapid changes in parameters that do not require significant time for design and manufacture.

Keywords: gears, non-conjugate gears, approximate gearing, multi-row gear, drive gear, position error, simple tooth shapes.

Введение

Зубчатые механизмы используются с глубиной древности. Элементы кинематических пар в то время были очень простыми (цилиндры и плоскости). Революционной в зубчатом зацеплении стала теорема Виллиса в 1841 г. [1]. Она определяет основной закон зацепления зубчатых профилей и устанавливает требования к взаимодействующим профилям. В этой теореме говорится, что если линия центров пересекает нормали к профилям в точке контакта в одной и той же точке одной пары профилей, то передаточное отношение такого зацепления будет постоянным. Именно такую передачу с профилями, очерченными эвольвентами, предложил член Российской АН Леонард Эйлер в 1754 г. [1]. Однако, такие передачи, как эвольвентная, циклоидальная реализуют свои высокие эксплуатационные качества только при условии отсутствия погрешностей изготовления зубчатых и незубчатых элементов передачи, погрешностей сборки и деформаций под нагрузкой. Также такие передачи требуют сложнейшего оборудования для воспроизведения форм поверхностей зубьев.

В свою очередь, несопряженные передачи продолжают использоваться и в новейшее время, поскольку, например, до сих пор не удавалось сформировать сферическую эвольвентную поверхность и получить сопряженную коническую передачу. Несопряженные передачи проще в изготовлении и эксплуатации, при этом полностью выполняют поставленную перед ними задачу.

Цель исследований

Возвращаясь к простым формам кинематических элементов зубьев, упростить эксплуатацию и изготовление и повысить ремонтпригодность зубчатых передач, а также рассмотреть возможность минимизации погрешности зубцовой частоты, совместно с малой чувствительностью к погрешностям изготовления и сборки, а также к деформации под нагрузкой.

Материалы и методы

В данной статье рассматриваются математические модели зубчато-поводковых передач, основанные на матричном методе преобразования координат [1, 3]. Положение точки контакта определялось на профиле зуба ведущего колеса и профиле цевки. Затем, посредством матриц перехода, положение точки контакта определялось относительно неподвижной

(нулевой) системы координат. Таким образом составлялась система уравнений проекций радиус-векторов положения точки контакта и проекций ортов нормалей профилей в этой точке. Особые геометрические формы профилей учитывались при определении радиус-векторов относительно профилей зубьев и при матричных переходах между промежуточными системами координат. Результатом решения описанной выше системы уравнений явилось нахождение функции положения (угла поворота) ведомого колеса относительно ведущего ($\varphi_2(\varphi_1)$). В качестве среды математического моделирования использовался пакет математических программ MathCAD.

Также производилось виртуальное физическое моделирование посредством программы САПР SolidWorks, где выполнялось моделирование зацепления. После проверки 3D моделей было выполнено прототипирование при помощи аддитивных технологий.

Результаты и обсуждение

1. Цилиндрические зубчатые колеса

В качестве объекта исследования в данной статье представлена несопряженная зубчатая передача. В роли ведущего колеса выступает цевочное колесо. Оно берется за основу и не изменяется в ходе исследования. В зацепление с цевочным колесом вступает зубчатое колесо с особой формой зуба. В ходе исследования рассматриваются три формы зуба данного зубчатого колеса. Отталкиваясь от исторического опыта применения приближенных зубчатых передач, первым профилем выбирается простой прямоугольный зуб. Далее рассматриваем его вариации. Формы зубьев и цевки представляют прямые и дуги окружностей [2]. Для исследования выберем три основные формы зуба (рис. 1).

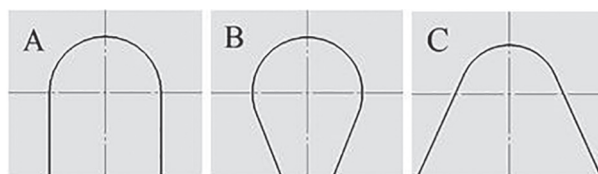


Рис. 1. Варианты форм:

A – прямая форма зуба: прямоугольник со скруглением торцевой стороны; *B* – острая форма зуба: образована прямыми, сходящимися под определенным углом к центру зубчатого колеса и дугой окружности; *C* – раскрытая форма зуба: образована прямыми, расходящимися под определенным углом к центру зубчатого колеса

В данном исследовании основными критериями оценки точности и плавности работы передачи выберем такие кинематические параметры, как функция ошибки положения и функция ошибки передаточного отношения. С помощью этих критериев мы сможем оценить кинематическую погрешность передачи за один шаг, а также характер и величины ударов при пересопряжении [1].

По итогам моделирования зацепления и анализа функций ошибки положения и ошибки передаточного отношения, находим, что большим преимуществом пользуется контакт острого зуба формы «В» с цевкой. На протяжении всего времени зацепления

функции положения и передаточного отношения не имеет скачков и резких переходов. Они дифференцируемы и непрерывны на всем протяжении диапазона шага, в отличие от тех же функций для форм «А» и «С».

На рис. 2 видно, что для функции ошибки положения ($A(\varphi_1)$) выполняется требование непрерывности. Момент пересопряжения соседних пар зубьев представлен скачком передаточного отношения. Эти переходы прослеживаются и на функции ошибки передаточного отношения. Здесь пересопряжения вызывают скачки функции, что говорит о наличии жестких ударов. Однако отметим, что в процессе сопряжения одной пары зубьев

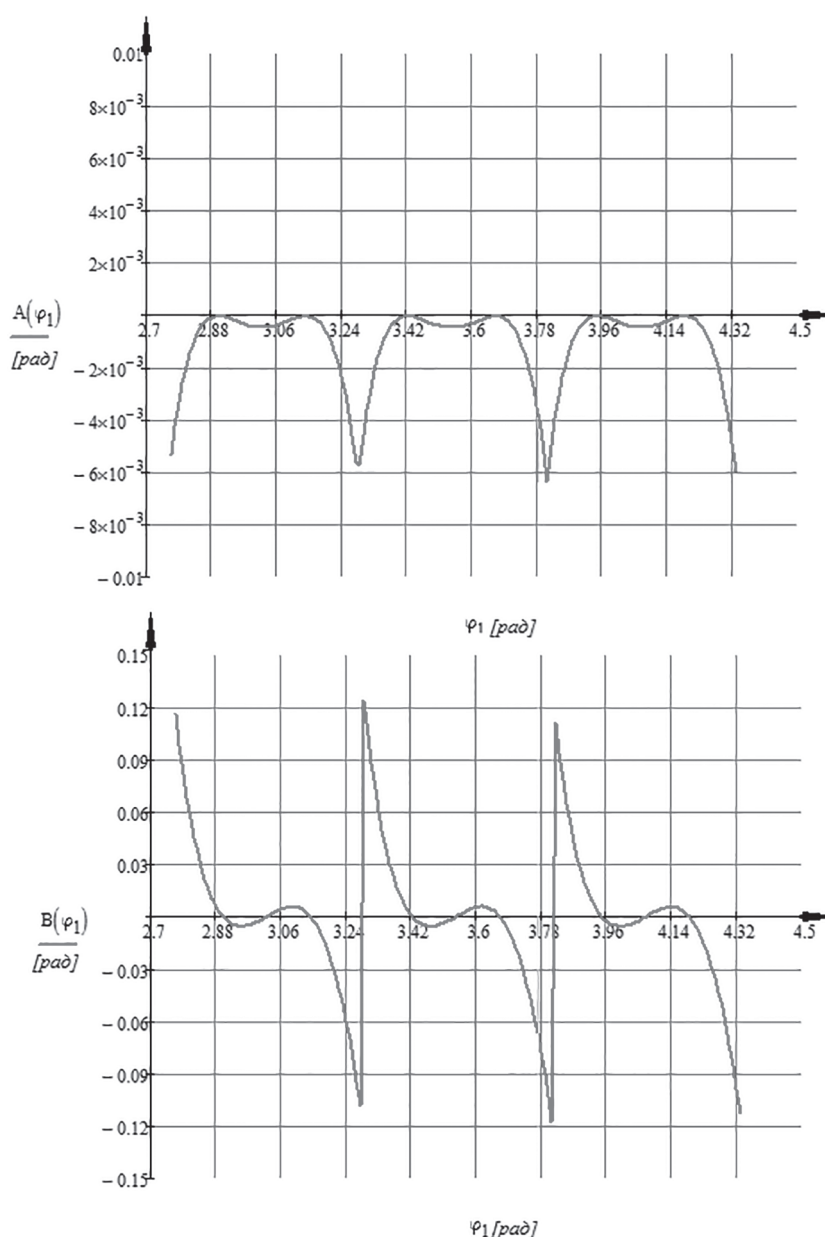


Рис. 2. Функции ошибки положения ($A(\varphi_1)$) и передаточного отношения ($B(\varphi_1)$) при перезацеплении двух пар зубьев

нет ни жестких, ни мягких ударов. А коэффициент перекрытия за время поворота на угловой шаг $\varepsilon = 1$.

Из рис. 2 следует, что амплитуда функции $A(\varphi_1)$ составляет: $\Delta\gamma_{\max} = 0,006$ рад.

Ввиду полученных характеристик, описанных выше, данная передача не может обеспечивать должный уровень точности и плавности движения. При этом стоит отметить отсутствие кромочного контакта в процессе зацепления одной пары зубьев. Скачки передаточного отношения наблюдаются только при пересопряжении.

Рассмотрим возможности уменьшения ошибки функции положения за счет изменения геометрических параметров зубьев.

2. Геометрические параметры

Следующим этапом исследования определим влияние основных геометрических характеристик на кинематические параметры зацепления. Такое исследование определит уровень чувствительности рассматриваемой зубчатой передачи к погрешностям изготовления зубчатых колес.

Варьируя радиусом скругления зуба, будем изменять образующий зуб угол – угол α ножки зуба. Это возможно при условии, что линии, характеризующие ножку зуба, во всех случаях касательны к головке зуба и сходятся в центре делительной окружности зубчатого колеса.

На рис. 3 представлены семейства кривых, характеризующих кинематические параметры

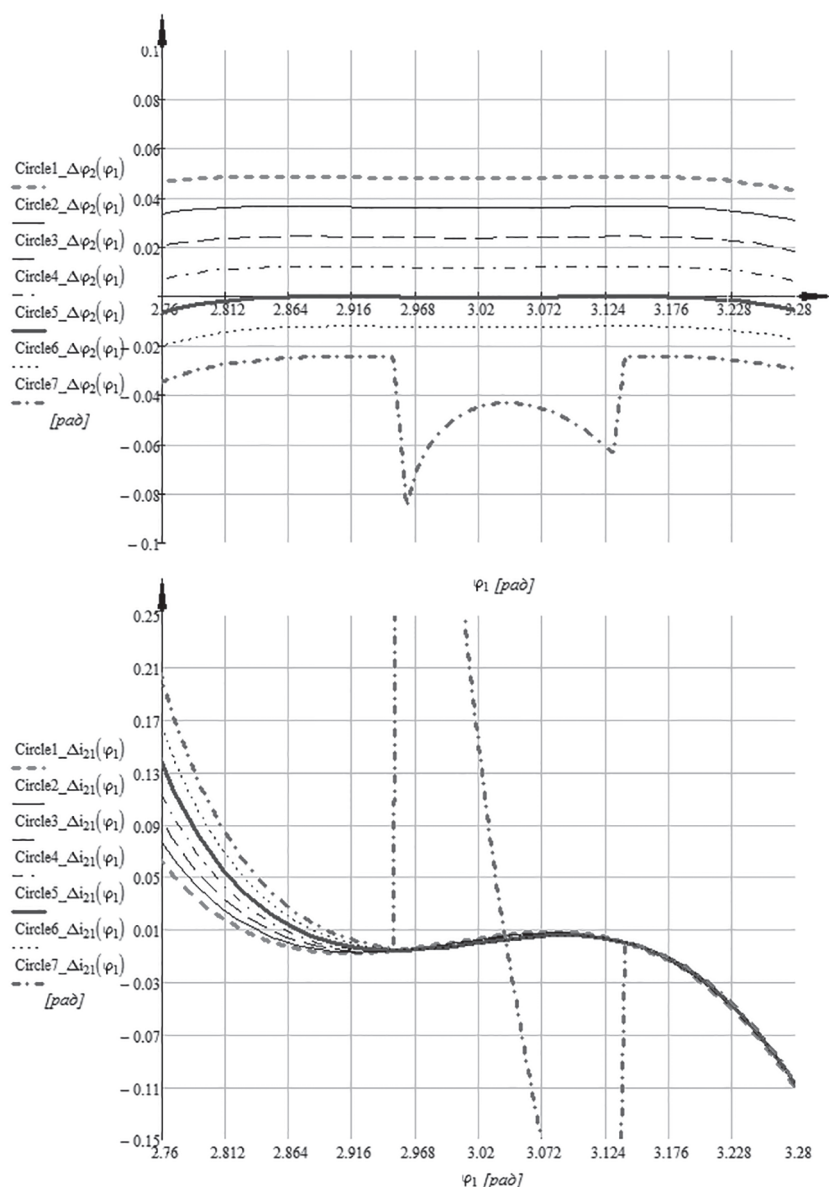


Рис. 3. Функции ошибки положения и ошибки передаточного отношения передачи для варьирования параметром радиуса зуба

передачи, при изменении радиуса зуба от 7 мм (Circle1_ $\Delta\varphi_2(\varphi_1)$, жирная штриховая линия) до 4 мм (Circle7_ $\Delta\varphi_2(\varphi_1)$, жирная штрихпунктирная линия) с шагом 0,5 мм.

Здесь (рис. 3) прослеживается, что при увеличении радиуса зуба, а следовательно, и угла α улучшается плавность передачи за счет снижения разницы краевых значений ошибки передаточного отношения, однако увеличивается статическая ошибка положения. А при уменьшении радиуса зуба наступает момент разрыва функций, что означает переход фазы зацепления «цевка – окружность зуба» к фазе «цевка – прямая зуба». Это является негативным фактором, которого мы старались избежать на предыдущем этапе исследования.

Теперь рассмотрим влияние одновременно изменения радиусов зуба и цевки, сохраняя их равенство.

На рис. 4 представлены семейства кривых, характеризующих кинематические параметры передачи при изменении радиуса зуба и радиуса цевки от 7 мм (Circle1_ $\Delta\varphi_2(\varphi_1)$, жирная штриховая линия) до 4 мм (Circle7_ $\Delta\varphi_2(\varphi_1)$, жирная штрихпунктирная линия) с шагом 0,5 мм.

Здесь (рис. 4) также прослеживается улучшение плавности передачи при увеличении радиусов.

После перебора параметров определяем, что для исследуемой передачи является приемлемым значение радиусов зуба и цевки, равное 5 мм.

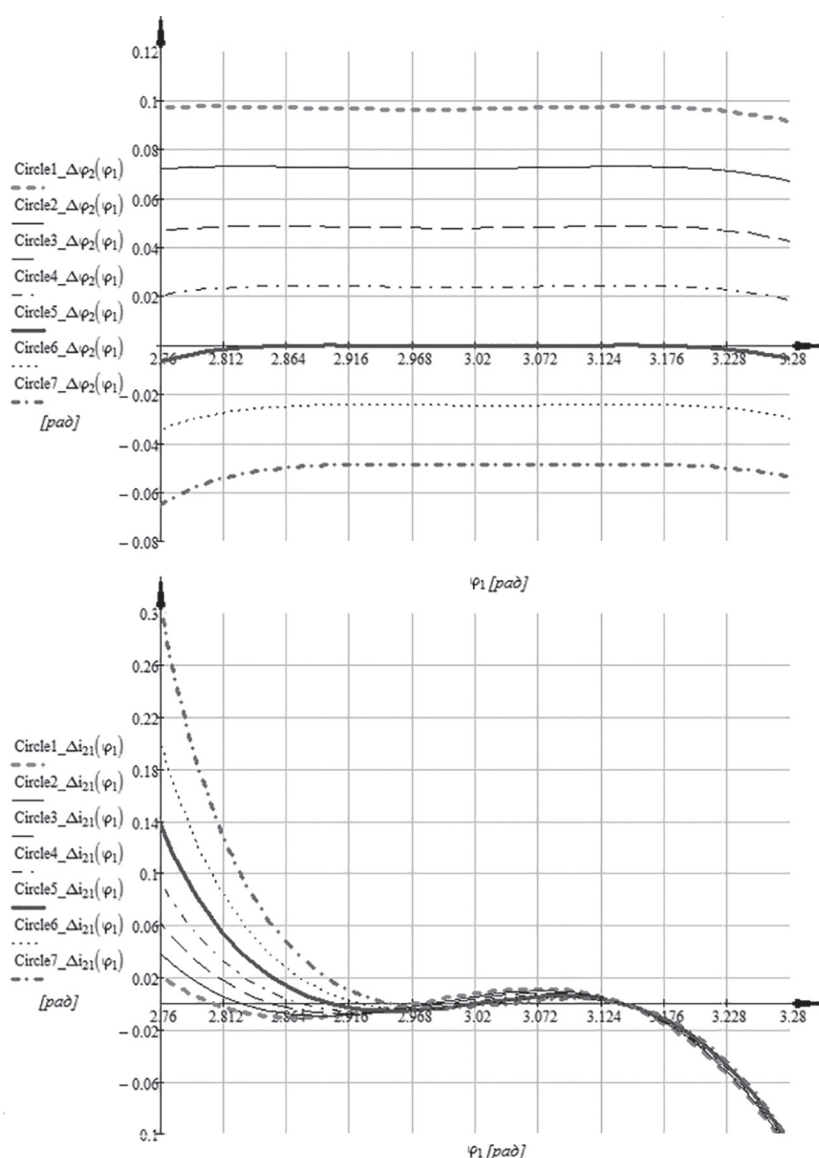


Рис. 4. Функции ошибки положения и ошибки передаточного отношения передачи для варьирования параметрами: радиус зуба и радиус цевки

3. Многорядное зубчатое колесо

Для улучшения характеристик точности и плавности зацепления исследуем такую компоновку зубчатых колес, как многорядное исполнение. Элементарную передачу плоского зубчатого колеса и цевочного колеса, описанные выше, расположим в n рядов, сместив каждый последующий ряд на угол $\gamma = \tau/n$, где τ – угловой шаг колеса, равный $\tau = 2\pi/z$. В результате получим многорядную (псевдо-косозубую) передачу, в которой полностью отсутствуют осевые составляющие нагрузки (рис. 5).

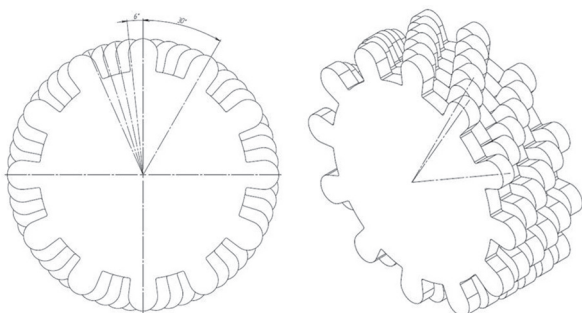


Рис. 5. Многорядное исполнение зубчатого колеса

Для данного исполнения зубчатого и цевочного колеса определим функции ошибки положения и передаточного отношения (рис. 6).

На рис. 6 видно, что за счет перехода зацепления на последующие ряды (слои) зубчатого колеса достигается уменьшение амплитуды функции ошибки положения ($C(\varphi_1)$). Тем самым увеличивается точность зацепления.

Из графика $C(\varphi_1)$ (рис. 6) видим, что амплитуда функции $\Delta\gamma_{\max} \approx 3 \cdot 10^{-4}$ рад. Отсюда: $f_{z \pm 0} = 12,4$ мкм. Такое значение немногим менее значения шестой степени точности по показателю плавности по ГОСТ 1643-81 для аналогичных параметров [4]. Очевидно, что при увеличении количества рядов многорядной передачи будет уменьшаться значение амплитуды функции ошибки передаточного отношения.

По данной компоновке зубчатых колес был выполнен макет с применением аддитивных технологий. Макет выполнен в масштабе 1:1 к рассчитываемой в работе модели и представляет собой зацепление многорядных зубчатых колес на параллельных осях с возможностью смены зубчатых колес (рис. 7). Макет изготовлен из PLA-пластика на 3D-принтере и предназначен для визуализации многорядного зацепления и отработки компоновки.

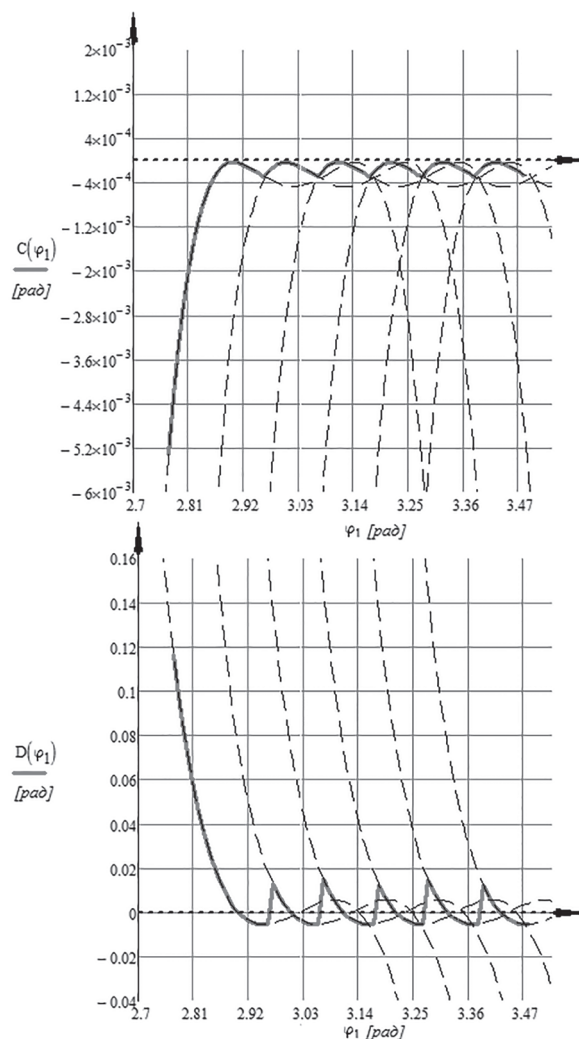


Рис. 6. Функции ошибки положения ($C(\varphi_1)$) и передаточного отношения ($D(\varphi_1)$) для зацепления многорядных зубчатых колес



Рис. 7. Макет многорядного зацепления зубчатых колес

Также было выполнено пробное изготовление однослойного зубчатого колеса по средствам лазерной резки из материала сталь 3 (рис. 8).



Рис. 8. Зубчатое колесо из стали 3

Можно отметить применимость разных технологий изготовления. Однако для массового производства следует рассматривать более производительные технологии, такие как вырубка штамповкой.

4. Конические зубчатые колеса

В предыдущих частях предлагались цилиндрические передачи на параллельных осях. Но известны случаи передачи движения на перпендикулярных и скрещивающихся осях при помощи кинематических пар с простыми элементами. Главным образом, такие передачи основываются на принципе конических зубчатых передач [6–9].

В зубчато-поводковых колесах (рис. 9) оси поводков лежат на начальном конусе. Поводки заделаны в боковую конусную поверхность ступицы и равномерно распределены с угловым шагом $\sigma = \frac{360^\circ}{z}$, где z – число поводков. Основание дополнительного усеченного конуса совмещено с цилиндрической поверхностью.

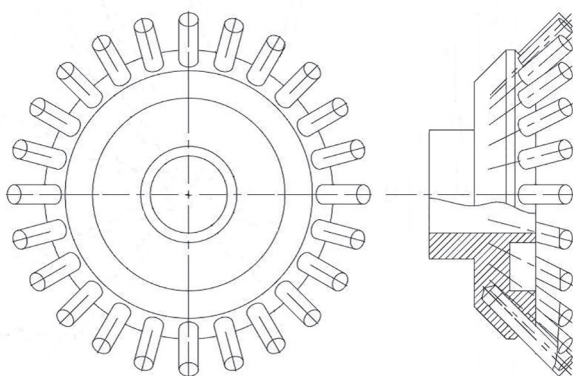


Рис. 9. Зубчато-поводковое колесо

Полученные расчетные данные характеризуют качество зацепления, в частности значение наибольшей циклической погрешности зубцовой частоты не превышает $4,123 \cdot 10^{-3}$ радиан ($i_{12} = 1$, $z_1 = 15$, $\rho_2 = \rho_1 = 1,5$ [мм], где i_{12} – передаточное отношение, z – количество зубьев, ρ_2, ρ_1 – радиусы поводков первого и второго колеса).

Точки контакта не выходят на верхнюю кромку поводка и нижнюю граничную линию (границу радиального зазора). Однако с уменьшением числа поводков увеличивается угловой шаг и длина активной действующей линии на поверхностях поводков. В табл. 1 расчетные данные, полученные для передач с $i_{21} = 1$ при наименьшем числе поводков шестерни $z_1 = 6$ ч 20. В табл. 2 представлены те же данные при $i_{12} = 2$ и существенно различных числах поводков шестерни $z_1 = 8, 10, 12$ и 15.

Анализ полученных результатов характеризует качество зацепления и, прежде всего, малое значение наибольшей погрешности зубцовой частоты и погрешности передаточного отношения. При этом с ростом передаточного отношения $\Delta\varphi_2$ и Δi_{21} уменьшаются. С увеличением числа поводков на шестерне при неизменном передаточном отношении эти параметры также уменьшаются.

Передаточное отношение существенно влияет на параметры зубчато-поводковой передачи. Для определения области рационального передаточного отношения был произведен математический расчет значений качественных характеристик зубчато-поводковых передач. Расчетные данные подтвердили, что с увеличением передаточного отношения минимальное теоретическое значение числа поводков ведущего колеса можно уменьшить, т.к. уменьшается длина активной линии зацепления. При этом уменьшается ошибка функции положения и передаточного отношения. Следует отметить, что при увеличении передаточного отношения циклическая погрешность и «скачок» скорости в момент пересопределения уменьшается. Следовательно, минимальное рациональное число поводков ведущего колеса уменьшается с увеличением передаточного отношения.

Заключение

Очевидно, что не имеет смысла использовать приближенные передачи в точных, особенно отсчетных, передачах. Однако плав-

Таблица 1

Качественные характеристики зубчато-поводковой передачи для $i_{12} = 1$

Число поводков, [целое число]											
$z_1 = z_2 = 6; i_{12} = 1$						$z_1 = z_2 = 20; i_{12} = 1$					
$\varphi 1 \cdot 10^{-1}$ [рад.]	$\varphi 2(\varphi 1) \times$ $\times 10^{-1}$ [рад.]	$\Delta \varphi 2(\varphi 1) \times$ $\times 10^{-3}$ [рад.]	$\Delta i 21(\varphi 1) \times$ $\times 10^{-1}$ [рад.]	$u 1(\varphi 1)$	$u 2(\varphi 1)$	$\varphi 1 \cdot 10^{-1}$ [рад.]	$\varphi 2(\varphi 1) \times$ $\times 10^{-1}$ [рад.]	$\Delta \varphi 2(\varphi 1) \times$ $\times 10^{-3}$ [рад.]	$\Delta i 21(\varphi 1) \times$ $\times 10^{-1}$ [рад.]	$u 1(\varphi 1)$	$u 2(\varphi 1)$
-4,95	5,52	-57	-2,08	2,24	0,34	-1,56	1,58	2,59	-0,33	0,57	-0,08
-3,79	4,13	-35	-1,75	1,46	-0,07	-1,21	1,22	1,56	-0,26	0,40	-0,11
-2,62	2,79	-17	-1,28	0,86	-0,23	-0,86	0,87	0,79	-0,18	0,26	-0,11
1,46	1,51	-5,26	-0,72	0,40	-0,22	-0,51	0,51	0,28	-0,11	0,13	-0,08
-0,30	0,30	-0,21	-0,14	0,07	-0,06	-0,16	0,16	0,03	-0,03	0,04	-0,03
0,87	-0,85	-1,77	0,40	-0,15	0,21	0,19	-0,19	0,01	0,03	-0,04	0,04
2,03	-1,94	-9,28	0,87	-0,24	0,58	0,54	-0,53	0,30	0,11	-0,09	0,14
3,19	-2,98	-22	1,25	-0,21	1,03	0,89	-0,88	0,82	0,18	-0,11	0,26
4,36	-3,98	-38	1,53	-0,02	1,57	1,23	-1,22	1,59	0,25	-0,11	0,40
5,52	-4,95	-57	1,72	0,34	2,24	1,58	-1,56	2,59	0,32	-0,08	0,57

Таблица 2

Качественные характеристики зубчато-поводковой передачи для $i_{12} = 2$

Число поводков, [целое число]											
$z_1 = 8; z_2 = 61; i_{12} = 2$						$z_1 = 10; z_2 = 20; i_{12} = 2$					
$\varphi 1 \cdot 10^{-1}$ [рад.]	$\varphi 2(\varphi 1) \times$ $\times 10^{-1}$ [рад.]	$\Delta \varphi 2(\varphi 1) \times$ $\times 10^{-3}$ [рад.]	$\Delta i 21(\varphi 1) \times$ $\times 10^{-1}$ [рад.]	$u 1(\varphi 1)$	$u 2(\varphi 1)$	$\varphi 1 \cdot 10^{-1}$ [рад.]	$\varphi 2(\varphi 1) \times$ $\times 10^{-1}$ [рад.]	$\Delta \varphi 2(\varphi 1) \times$ $\times 10^{-3}$ [рад.]	$\Delta i 21(\varphi 1) \times$ $\times 10^{-1}$ [рад.]	$u 1(\varphi 1)$	$u 2(\varphi 1)$
-3,56	1,90	12	-0,71	1,15	0,05	-0,29	1,5	6,21	-0,46	0,93	0,03
-2,69	1,41	6,65	-0,52	0,79	-0,05	-0,22	1,12	3,46	-0,33	0,64	-0,05
-1,82	0,94	2,95	-0,33	0,49	-0,09	-0,15	0,75	1,55	-0,22	0,40	-0,07
-0,95	0,48	0,77	-0,17	0,23	-0,07	-0,78	0,39	0,42	-0,11	0,19	-0,06
-0,07	0,03	0	-0,01	0,02	0	-0,07	0,03	0	-0,01	0,17	0
0,8	-0,39	0,51	0,13	-0,15	0,10	0,62	-0,31	0,25	0,07	-0,12	0,08
1,67	-0,81	2,14	0,24	-0,27	0,25	1,32	-0,65	1,07	0,16	-0,22	0,20
2,55	-1,23	4,72	0,34	-0,34	0,44	2,02	-0,98	2,40	0,22	-0,27	0,35
3,42	-1,63	8,06	0,42	-0,37	0,66	2,72	-1,32	4,14	0,28	-0,30	0,54
4,29	-2,03	12	0,47	-0,34	0,92	3,41	-1,64	6,21	0,32	-0,28	0,75

ность рассмотренных передач в данной статье вполне удовлетворительная. Что же касается нагрузочной способности, то она может быть обеспечена в описанных многорядных передачах за счет увеличенной длины контактных линий. К несомненным преимуществам таких передач следует отнести дешевизну, высокую ремонтнопригодность и простоту конструкции. Например, в качестве цилиндрических поводков в конических зубчато-поводковых передачах можно использовать каленые цилиндрические штифты по ГОСТ 24296-93 [10].

Приближенные передачи могут иметь эффективные характеристики. Так, отличительной особенностью многорядного зацепления, выгодно выделяющей его на фоне косозубых

передач, является полное отсутствие осевых нагрузок. А с помощью поводковых передач на скрещающихся и пересекающихся осях, описанных в работе, можно добиться больших значений передаточного числа, нежели при конических зубчатых колесах.

Таким образом, данное исследование рассматривает направления расширения возможностей зубчатых передач.

Литература

1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1968. 584 с.
2. Тимофеев Б.П., Пономаренко М.Ю., Ковалевич А.В. Приближенные зубчатые передачи с кусочно-линейным контактом // Известия высших

- учебных заведений. Приборостроение. 2018. Т. 61. № 2. С. 135–140.
3. Тимофеев Б.П., Уланов А.А. Кинематика зубчатых передач традиционного вида // Теория механизмов и машин. 2013. № 2 (22).
 4. ГОСТ 1643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. М.: ИПК Издательство стандартов, 1981. 45 с.
 5. Литвин Ф.Л. Проектирование механизмов и деталей приборов. М.: Машиностроение, 1973. 696 с.
 6. Тимофеев Б.П. Синтез и анализ обкатных конических колес с круговыми зубьями: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л., 1969.
 7. Кабатов Н.Ф., Лопато Г. А. Конические колеса с круговыми зубьями. М.: Машиностроение, 1966. 300 с.
 8. Сегаль М.Г. Виды локализованного контакта конических и гипоидных передач // Машиноведение. 1970. № 1. С. 56–63.
 9. Сызранцев В.Н. Анализ зацепления конических колес, образованных спиральным инструментом // Теория и расчет передаточных механизмов: Сб. Хабаровск: ХПИ, 1975. С. 32–41.
 10. ГОСТ 24296-93. Штифты цилиндрические закаленные. Технические условия. М.: Издательство стандартов, 1994. 6 с.
- Reference**
1. Litvin F.L. Teoriya zubchatykh zaceplenij [Tooth gear theory]. Moscow: Nauka Publ., 1968. 584 p.
 2. Timofeev B.P., Ponomarenko M.YU., Kovalevich A.V. Approximate gear transmission with a piece-linear contact. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenij. Priborostroenie. 2018. Vol. 61. No 2, pp. 135–140 (in Russ.).
 3. Timofeev B.P., Ulanov A.A. Kinematics of traditional teeth gears. Teoriya mekhanizmov i mashin. 2013. No 2(22) (in Russ.).
 4. GOST 1643-81 Basic norms of interchangeability. Cylindrical gears. Tolerances. Moscow: IPK Izdatel'stvo standartov Publ., 1981. 45 p.
 5. Litvin F.L. Proektirovanie mekhanizmov i detalej priborov [Design of mechanisms and parts of devices]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1973. 696 p.
 6. Timofeev B.P. Sintez i analiz obkatnykh konicheskikh koles s krugovymi zub'yami: Avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Synthesis and analysis of circular bevel gears: Abstract to Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Lenin-grad, 1969.
 7. Kabatov N.F., Lopato G.A. Konicheskie kolesa s krugovymi zub'yami [Bevel gears with circular teeth]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1966. 300 p.
 8. Segal' M.G. Types of localized contact of conical and hypoid gears. Mashinovedenie Publ. 1970. No 1, pp. 56–63 (in Russ.).
 9. Syzrancev V.N. Analysis of the engagement of bevel wheels formed by a spiral tool. Teoriya i raschet pereda-tochnykh mekhanizmov: Sb. Habarovsk: HPI Publ., 1975, pp. 32–41(in Russ.).
 10. GOST 24296-93 Hardened cylindrical pins. Technical specifications. Moscow: Izdatel'stvo standartov Publ., 1994. 6 p.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ МЕТОДОВ ОПЕРАТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ НАДЕЖНОСТЬЮ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ В АПК

IMPROVEMENT OF THE METHODS OF OPERATIONAL MANAGEMENT RELIABILITY OF TECHNICAL SYSTEMS IN AGRICULTURE

А.Т. ЛЕБЕДЕВ¹, д.т.н.
А.А. СЕРЕГИН², д.т.н.
А.Г. АРЖЕНОВСКИЙ², к.т.н.

¹ ФГБОУ ВО «Ставропольский государственный аграрный университет», Ставрополь, Россия

² Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО «Донской государственный аграрный университет», Зерноград, Россия, argenowski@mail.ru

A.T. LEBEDEV¹, DSc in Engineering,
A.A. SEREGIN², DSc in Engineering,
A.G. ARZHENOVSKIY², PhD in Engineering

¹ FSBEI HE «Stavropol state agrarian University», Stavropol, Russian Federation

² Azov-Black Sea Engineering Institute – branch of FSBEI HE «Don State Agrarian University», Zernograd, Russian Federation, argenowski@mail.ru

В процессе эксплуатации интервальный коэффициент готовности технических систем в агропромышленном комплексе должен соответствовать стратегии безотказной работы в интервале времени, необходимого для выполнения требуемого объема работ, или технологической операции при производстве сельскохозяйственной продукции. Повышение и поддержание надежности технических систем в агропромышленном комплексе в значительной степени определяется совершенством методов и системы управления надежностью. В настоящее время разработано довольно много моделей управления надежностью, позволяющих количественно оценивать результаты управления и целенаправленно влиять на эти результаты в требуемом направлении. Наиболее полно в них разработаны вопросы управления надежностью на стадиях проектирования и серийного изготовления технических систем и значительно меньше – на стадии их эксплуатации. Однако управление надежностью технических систем на стадии их эксплуатации, которая заключается в поддержании обеспеченного предприятием-изготовителем уровня безотказности работы устройств, реализуемое посредством обоснования, назначения и выполнения за располагаемое или заданное время комплекса мероприятий по их техническому и технологическому обслуживанию, является не менее значимой задачей.

Разработана структурная схема управления надежностью технических систем в агропромышленном комплексе, включающая стратегическое управление надежностью, которое осуществляется на стадиях проектирования и производства технических систем и оперативного управления надежностью, на стадии эксплуатации технических систем в реальных условиях агропромышленных предприятий. Введено понятие «Функциональное оперативное диагностирование» – комплекс мероприятий, направленный на повышение надежности технических систем и их элементов за счет технологий и средств оперативного диагностирования, избыточных с точки зрения классических отечественных стратегий технического обслуживания и ремонта машин, но необходимых для обеспечения абсолютной интервальной надежности. Разработана структурная схема функционального оперативного диагностирования технических систем в агропромышленном комплексе и их элементов.

Ключевые слова: агропромышленный комплекс, технические системы, надежность, оперативное управление надежностью, функциональное резервирование, оперативное диагностирование, функциональное оперативное диагностирование.

In the process of operation, the interval coefficient of readiness of technical systems in the agro-industrial complex should correspond to the strategy of trouble-free operation in the interval of time required to perform the required amount of work, or technological operation in the production of agricultural products. Improving and maintaining the reliability of technical systems in the agro-industrial complex is largely determined by the perfection of methods and reliability management system. Currently, a lot of models of reliability management have been developed, which allow to quantify the results of management and purposefully influence these results in the required direction. The issues of reliability management at the stages of design and serial production of technical systems are most fully developed in them and much less – at the stage of their operation. However, the management of the reliability of technical systems at the stage of their operation, which consists in maintaining the level of reliability of the devices provided by the manufacturer, implemented by means of justification, appointment and execution for the available or specified time of the complex of measures for their technical and technological maintenance, is no less important task. The structural scheme of management of reliability of technical systems in agro-industrial complex, including strategic management of reliability, carried out at the stages of design and production of technical systems and operational management of reliability, carried out at the stage of operation of technical systems in the real conditions of agro-industrial enterprises. Introduced the concept of «Functional operational diagnosis» – a complex of measures, directed on increase of reliability of technical systems and their elements due to technology and means of rapid diagnosis, redundant from the point of view of classical domestic strategies of maintenance and repair of machinery, but is necessary to ensure absolute reliability interval. The block diagram of functional operational diagnostics of technical systems in the agro-industrial complex and their elements is developed.

Keywords: agriculture; technical systems; reliability; operational reliability management; functional redundancy; operational diagnosis; functional operational diagnosis.

Введение

При производстве продукции растениеводства, где между технологическими операциями возделывания сельскохозяйственных культур имеются промежутки времени, когда не требуются работа технических систем, важное значение имеет обеспечение их интервальной надежности за счет повышения интервального коэффициента готовности [1]. В процессе эксплуатации интервальный коэффициент готовности технических систем в АПК должен соответствовать стратегии безотказной работы ($K_{г.и} = 1$) в интервале времени, необходимого для выполнения требуемого объема работ, или технологической операции при производстве сельскохозяйственной продукции.

Повышение и поддержание надежности технических систем в АПК в значительной степени определяется совершенством методов и системы управления надежностью.

Понятие «Управление надежностью» в 1969 г. ввел академик Г.С. Пospelов [2].

Непосредственное управление надежностью заключается в определении необходимого состава запасных частей и принадлежностей, выработке решений по техническому (профилактическому) обслуживанию, что позволяет сохранить показатели надежности на требуемом уровне.

Управлять надежностью – это значит тем или иным способом влиять на значения характеристик надежности технических систем на различных этапах их жизненного цикла (проектирование, производство и эксплуатация).

В настоящее время разработано довольно много моделей управления надежностью, позволяющих количественно оценивать результаты управления и целенаправленно влиять на них в требуемом направлении. Наиболее полно в этих моделях проработаны вопросы управления надежностью на стадиях проектирования и серийного изготовления технических средств и значительно меньше – на стадии их эксплуатации [3–9]. Однако управление надежностью технических систем на стадии их эксплуатации, которое заключается в поддержании обеспеченного предприятием-изготовителем уровня безотказности работы устройств, реализуемое посредством обоснования, назначения и выполнения за располагаемое или заданное время комплекса мероприятий по их техническому и технологическому обслуживанию, является не менее значимой задачей.

Цель исследования

Совершенствование методов управления надежностью технических систем в АПК на стадии их эксплуатации.

Результаты и обсуждение

У технических систем в процессе их эксплуатации происходит процесс изменения надежности. Он заключается в возрастании, при увеличении числа накапливающихся повреждений, структурных ухудшений, разрегулировок и т.п., а отсюда – отказавших элементов и систем в целом.

Увеличение интенсивности отказов мелких комплектующих и составляющих элементов сложных технических систем происходит, в основном, из-за их старения и изнашивания, накапливающихся повреждений, а крупных элементов и систем в целом – как из-за старения и изнашивания, так и из-за их разрегулировок, а также накапливающихся отказов, повреждений составляющих их элементов. При этом общая интенсивность отказов технических систем, наряду с указанной возрастающей составляющей, которая называется интенсивностью постепенных отказов, имеет вторую, в общем случае неизменную по времени составляющую – интенсивность внезапных отказов основных нерезервированных элементов и резервированных узлов в целом.

С учетом вышеизложенного, мы предлагаем структурную схему управления надежностью технических систем в АПК (рис. 1).

Стратегическое управление надежностью осуществляется на стадиях проектирования и производства технических систем.

Оперативное управление надежностью осуществляется на стадии эксплуатации технических систем в реальных условиях агропромышленных предприятий.

В соответствии с целью исследований нас в большей степени интересуют вопросы повышения надежности технических систем в АПК на стадии их эксплуатации, т.е. вопросы оперативного управления надежностью.

Эксплуатация технических систем в АПК – это процесс реализации их потребительских свойств, включающий в себя их использование по назначению (производственная эксплуатация), а также поддержание их в исправном и работоспособном состоянии и обеспечение их функционирования (техническая эксплуатация).

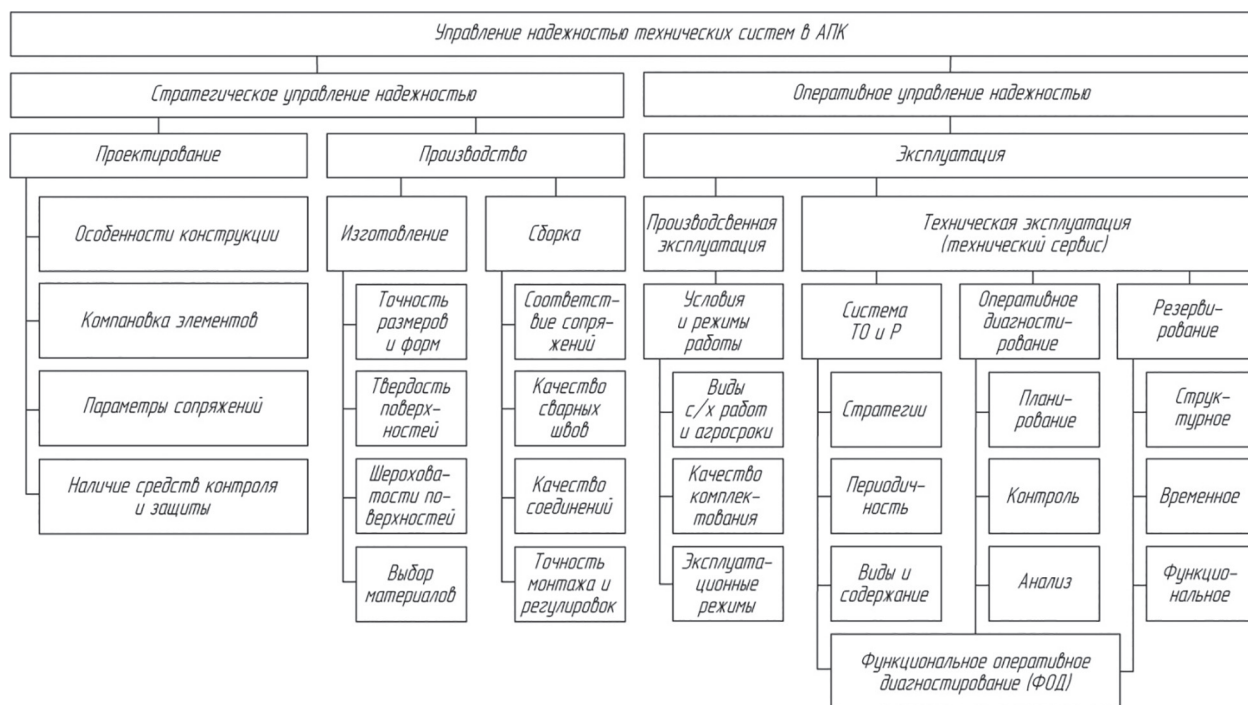


Рис. 1. Структурная схема управления надежностью технических систем в АПК

Управление надежностью технических систем в АПК в процессе их эксплуатации невозможно без учета особенностей производственной эксплуатации, так как именно виды сельскохозяйственных работ, сроки их выполнения, марочный и количественный состав машин, степень их загрузки, колебания нагрузки и т.п. в конечном итоге обуславливают применение тех или иных ремонтно-обслуживающих воздействий для повышения их надежности. Однако в соответствии с задачами исследований нас в большей степени интересуют вопросы совершенствования системы технической эксплуатации (технического сервиса).

Таким образом, совершенствования методов оперативного управления надежностью технических систем в АПК велось в следующих направлениях:

- функциональное резервирования наименее надежных элементов технических систем в АПК;
- внедрение методов оперативного диагностирования применительно к техническим системам в АПК.
- совершенствование стратегий ТО и Р технических систем в АПК.

Для достижения высокой надежности работы технических систем и их элементов на стадии их эксплуатации применяется резервирование. В большинстве литературных источников [3–9] резервирование рассматри-

вается как метод повышения надежности объекта путем введения избыточности. В свою очередь, под избыточностью подразумевают дополнительные средства и (или) возможности, сверхминимально необходимые для выполнения объектом заданных функций.

Различают следующие виды резервирования: структурное, временное, информационное, нагрузочное и функциональное [3–9].

Применительно к техническим системам в АПК рассматривается структурное, временное и функциональное резервирование (рис. 1).

Структурное резервирование, иногда называемое аппаратным (элементным, схемным), предусматривает применение резервных элементов структуры объекта. Суть структурного резервирования заключается в том, что в минимально необходимый вариант объекта вводятся дополнительные элементы.

Временное резервирование связано с использованием резервов времени. При этом предполагается, что на выполнение объектом необходимой работы отводится время, заведомо большее минимально необходимого. Резервы времени могут создаваться за счет повышения производительности объекта, инерционности его элементов и т.д.

Функциональное резервирование – резервирование, при котором заданная функция может выполняться различными способами и техническими средствами. Например, функция пере-

дачи информации в АСУ может выполняться с использованием радиоканалов, телеграфа, телефона и других средств связи. Поэтому обычные усредненные показатели надежности (средняя наработка на отказ, вероятность безотказной работы и т.п.) становятся малоинформативными и недостаточно пригодными для использования в данном случае. Наиболее подходящие показатели для оценки функциональной надежности: вероятность выполнения данной функции, среднее время выполнения функции, коэффициент готовности для выполнения данной функции.

Для обеспечения высокой надежности (высокого интервального коэффициента готовности $K_{г.и}$) [1] технических систем в АПК наибольший интерес представляет функциональное резервирование. Требуемой функцией является обеспечение абсолютной интервальной надежности ($K_{г.и} = 1$).

Еще одним резервом для оперативного управления надежностью технических систем в АПК может служить оперативное диагностирование, активно применяющееся в системе МЧС. Согласно работе [10], оперативное диагностирование – процесс определения и измерения признаков, параметров объектов техносферы (технических систем и их компонентов) для оперативной оценки их состояния на заданном этапе функционирования.

Оперативное диагностирование, наряду с штатным диагностированием, входит в общую диагностику. Системы оперативного диагностирования преимущественно являются мобильными, вводимыми в действие при необходимости обеспечения высокого уровня надежности технических средств. Оперативная диагностика может осуществляться непрерывно или дискретно в соответствии с предварительно разработанной программой и согласованной с использованием штатного приборно-измерительного диагностического комплекса.

В программах по оперативной диагностике предусматривают специальные режимы функционирования системы и установку специальной измерительной или диагностической аппаратуры, позволяющей наиболее полно выявить отклонения технологических параметров от расчетных, повреждения в элементах системы и (или) возможности возникновения отказов.

С учетом вышеизложенного, для обеспечения высокого уровня интервальной надежности технических систем в АПК и их элементов

наибольший интерес представляет функциональное резервирование в комплексе с оперативным диагностированием – функциональное оперативное диагностирование.

Функциональное оперативное диагностирование (ФОД), применительно к отрасли АПК, следует понимать как комплекс мероприятий, направленный на повышение надежности технических систем и их элементов за счет технологий и средств оперативного диагностирования, избыточных с точки зрения классических отечественных стратегий ТО и Р, но необходимых для выполнения требуемой функции ($K_{г.и} = 1$) [1].

Отличительной особенностью ФОД является то, что комплекс избыточных мероприятий, как правило, необходимо выполнять в промежутки времени между технологическими операциями, когда работа технических систем в АПК не требуются.

На рис. 2 представлена структурная схема функционального оперативного диагностирования технических систем в АПК и их элементов.

Функциональное оперативное диагностирование предложено в качестве резервного элемента к мероприятиям стратегий С1 (по потребности после отказа) или С2 (регламентированная в зависимости от наработки) в зависимости от конкретных условий агропромышленных предприятий.

Помимо базовых стратегий ТО и Р, структурная схема ФОД отражает способы включения, способы соединения, а также средства реализации.

По способу включения ФОД может быть постоянное и периодическое.

Постоянное ФОД предполагает реализацию технических и технологических мероприятий, позволяющих увеличить вероятность безотказной работы элемента по сравнению с используемыми в технической системе.

Особенностью постоянного ФОД является то, что дополнительные (резервные) элементы участвуют в функционировании технической системы наравне с основными и вводятся в действие одновременно с ее запуском.

При этом дополнительные элементы находятся в таком же режиме, как и основные, и их ресурс работы расходуется с момента включения в работу технической системы.

В качестве примера постоянного ФОД элементов технических систем в АПК могут служить встроенные системы оперативного

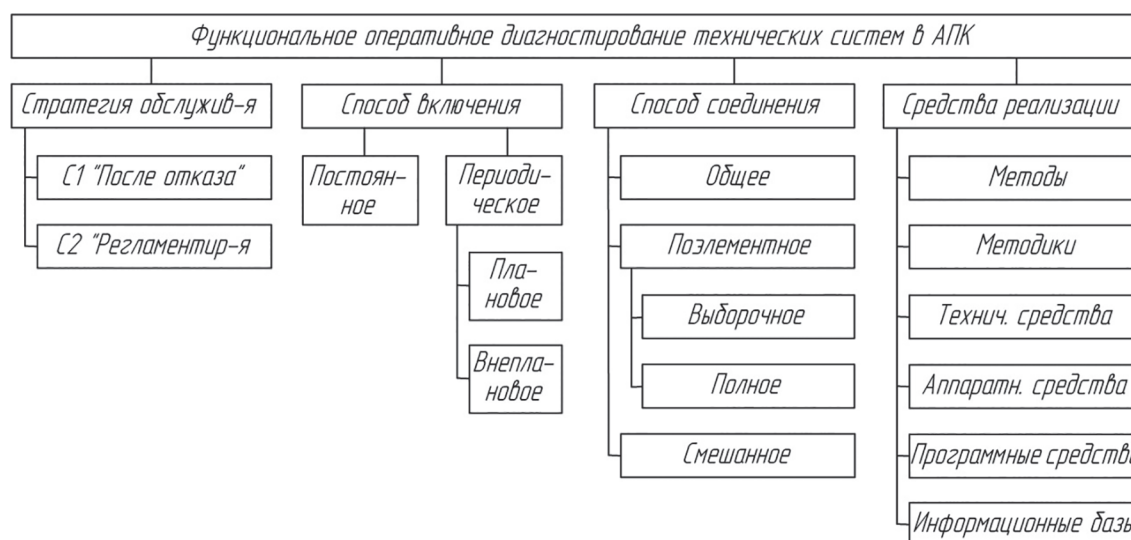


Рис. 2. Структурная схема функционального оперативного диагностирования технических систем в АПК и их элементов

контроля и диагностирования технического состояния элементов трактора, двигателя и т.п. Однако большинство отечественных технических систем не оснащены подобными системами. В этой связи постоянное ФОД может рассматриваться как направление совершенствования элементов технических систем в АПК.

Периодическое ФОД предполагает поддержание надежности технической системы, позволяющее обеспечить выполнение возложенных на нее функций в течение определенного периода (промежутка времени).

Применение периодического ФОД для повышения надежности возможно лишь у тех технических систем, которые допускают перерыв в работе для восстановления работоспособности.

Периодическое ФОД может быть плановое и внеплановое.

Плановое периодическое ФОД – комплекс мероприятий по повышению надежности технической системы в АПК, при котором в процессе эксплуатации согласно плану (между технологическими операциями возделывания сельскохозяйственных культур) выполняются диагностические операции (оперативный контроль технического состояния и прогнозирование остаточного ресурса), а при необходимости – и регулировочные операции для дальнейшего выполнения свойственных ей функций в течение определенного промежутка времени без проведения операций технического сервиса.

Внеплановое периодическое ФОД – комплекс мероприятий по повышению надежности

технических систем в АПК, когда в процессе эксплуатации выполняются диагностические операции (поиск места и причин неисправности), а также регулировочные и (или) ремонтные операции для восстановления технических характеристик элементов или обеспечения нормальных условий функционирования. Особенностью этого вида ФОД является необходимость проведения сервисных мероприятий для дальнейшего обеспечения работоспособности элементов технических систем.

Функциональное оперативное диагностирование в качестве резервного элемента может быть применено как к технической системе в целом, так и к ее отдельным элементам или их группам. В первом случае ФОД называется общим, во втором – поэлементным. Сочетание первого и второго способов у одной и той же системы называется смешанным.

Заключение

Разработанные структурные схемы управления надежностью технических систем в АПК, а также функционального оперативного диагностирования технических систем в АПК и их элементов позволяют скорректировать базовые стратегии ТО и Р сельскохозяйственной техники, повышая ее эксплуатационную надежность.

Литература

1. Серегин А.А., Лебедев А.Т. Повышение эффективности машин и оборудования за счет их интервальной надежности // Международный технико-экономический журнал. 2013. № 6. С. 99–103.

2. Барзилович Е.Ю., Воробьев Е.И., Воскобоев В.Ф. и др. О проблемах управления надежностью авиационных систем; под ред. Г.С. Поспелова. М., 1969. 229 с.
3. Острейковский В.А. Теория надежности. М.: Высшая школа, 2008. 463 с.
4. Курчаткин В.В., Тельнов Н.Ф., Ачкасов К.А. и др. Надежность и ремонт машин; под ред. В.В. Курчаткина. М.: Колос, 2000. 776 с.
5. Кушнарев Л.И. Повышение качества и надежности сельскохозяйственной техники // Сельский механизатор. 2017. № 7. С. 4–7.
6. Кушнарев Л.И., Чепурин Е.Л., Чепурин А.В. и др. Качество и надежность отечественной техники – основа ее конкурентоспособности // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 11. С. 35–37.
7. Надежность и эффективность в технике: справочник: в 10 т. Т. 3: Эффективность технических систем; под ред. В.Ф. Уткина, Ю.В. Крючкова. М.: Машиностроение, 1988. 328 с.
8. Надежность и эффективность в технике: справочник: в 10 т. Т. 8: Эксплуатация и ремонт; под ред. В.И. Кузнецова, Е.Ю. Барзиловича. М.: Машиностроение, 1990. 320 с.
9. Надежность и эффективность в технике: справочник: в 10 т. Т. 9: Техническая диагностика; под ред. В.В. Ключева, П.П. Пархоменко. М.: Машиностроение, 1987. 352 с.
10. Шулгин В.Н. Инженерная защита населения и территорий в чрезвычайных ситуациях мирного и военного времени. М.: Академический Проект, 2016. 688 с.
- reliability management], E.YU. Barzilovich, E.I. Vorob'ev, V.F. Voskoboev i dr.; pod red. G.S. Pospelova, M., 1969, 229 p.
3. Ostrejkovskij, V.A. Teoriya nadezhnosti [Reliability theory], V.A. Ostrejkovskij, M.: Vysshaya shkola, 2008, 463 p.
4. Nadezhnost' i remont mashin [Reliability and repair of machines], V.V. Kurchatkin, N.F. Tel'nov, K.A. Achkasov i dr.; pod red. V.V. Kurchatkina, M.: Kolos, 2000, 776 p.
5. Kushnarev, L.I. Povyshenie kachestva i nadezhnosti sel'skohozyajstvennoj tekhniki [Improving the quality and reliability of agricultural machinery], L.I. Kushnarev, Sel'skij mekhanizator, 2017, No. 7, pp. 4–7.
6. Kushnarev, L.I. Kachestvo i nadezhnost' otechestvennoj tekhniki, osnova ee konkurentosposobnosti [Quality and reliability of domestic equipment, the basis of its competitiveness], L.I. Kushnarev, E.L. Chepurin, A.V. Chepurin i dr., Traktory i sel'hoz-mashiny, 2015, No. 11, pp. 35–37.
7. Nadezhnost' i effektivnost' v tekhnike: spravochnik [Reliability and efficiency in engineering: Handbook]. T. 3: Effektivnost' tekhnicheskikh sistem, pod red. V.F. Utkina, YU.V. Kryuchkova, M.: Mashinostroenie, 1988, 328 p.
8. Nadezhnost' i effektivnost' v tekhnike: spravochnik [Reliability and efficiency in engineering: Handbook]. T. 8: Ekspluatatsiya i remont, pod red. V.I. Kuznecova, E.YU. Barzilovicha, M.: Mashinostroenie, 1990, 320 p.
9. Nadezhnost' i effektivnost' v tekhnike: spravochnik [Reliability and efficiency in engineering: Handbook]. T. 9: Tekhnicheskaya diagnostika, pod red. V.V. Klyueva, P.P. Parhomenko, M.: Mashinostroenie, 1987, 352 p.
10. SHul'gin, V. N. Inzhenernaya zashchita naseleniya i territorij v chrezvychajnykh situaciyah mirnogo i voennogo vremeni [Engineering protection of population and territories in emergency situations of peace and wartime], V.N. SHul'gin, M.: Akademicheskij Proekt, 2016, 688 p.

References

ЗАДАЧИ И ПРОБЛЕМЫ ВОЗРОЖДЕНИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

TASKS AND PROBLEMS OF THE REVIVAL OF DOMESTIC AGRICULTURAL ENGINEERING

**Н.Н. КОЛЧИН, д.т.н.,
В.Н. ЗВОЛИНСКИЙ**

ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, Москва, Россия, kolchinnn@mail.ru,
vic.nik.ru@yandex.ru

**N.N. KOLCHIN, DSc in Engineering
V.N. ZVOLINSKY**

Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia,
kolchinnn@mail.ru, vic.nik.ru@yandex.ru

Проблемы снабжения населения качественными продуктами в достаточном количестве по-прежнему остаются в центре внимания всего человечества. Почвенно-климатические особенности нашей страны ставят перед сельским хозяйством наиболее сложные задачи по механизации процессов возделывания, уборки и сохранения полученной продукции в условиях жесткой конкуренции. При этом возрастает роль сельскохозяйственных машин не только в качестве механических помощников, но и как орудий, напрямую воздействующих на средства производства – почву, растения, микроорганизмы, урожай, окружающую среду. Поэтому вопросы технического уровня и качества работы средств механизации по сложности можно сравнить только с выбором технологии возделывания. Отсюда все возрастающие темпы внедрения средств автоматизации, роботизации, гидрофикации и электрификации конструкций. Для средств управления машинами все шире используются цифровые технологии. Однако перемены, происходящие в нашей стране, существенно замедляют темпы внедрения этих тенденций. Импорт зарубежной техники в большинстве случаев проводится без соответствующих региональных испытаний, с ориентировкой только на рекламные показатели. Как результат – растет понимание того, что импорт иностранной техники не заменяет во всех случаях отечественное сельскохозяйственное машиностроение. Возникает парадоксальная ситуация: чем больше мы завозим импортного оборудования, тем больше растет спрос на отечественные стандартизированные и унифицированные разработки.

Номенклатура сельскохозяйственной техники обусловлена природными особенностями, многозональностью и многоукладностью сельского хозяйства, большим количеством разных культур, различиями в технологиях их возделывания, изменчивостью условий работы и др. Она формируется периодическими «системами машин» на основе комплексов и наборов машин в рамках соответствующих технологий. Кроме того, разрабатывается и реализуется ряд долгосрочных государственных программ стабилизации и ускоренного развития отрасли на основе перспективных ресурсосберегающих технологий и критериев инновационного развития национальной экономики. Отечественная отрасль сельхозмашиностроения должна иметь научно-техническую систему создания и сопровождения новой техники – сеть ГСКБ, преимущественно при ведущих заводах-изготовителях и СКБ по типам основных машин и их массовым агрегатам. Сеть НТЦ СХТ «ВИСХОМ» – ГСКБ – СКБ – КБ необходимо возродить ускоренными темпами с подготовкой для нее соответствующих кадров с учетом опыта активной научно-производственной деятельности специального комплекса ВИСХОМ.

Ключевые слова: отрасль, сельскохозяйственная машина, возрождение, продовольствие, рынок, качество, система машин, испытания, приспособленность, технология, стандартизация, унификация, ВИСХОМ.

The problems of supplying the population with quality products in sufficient quantities still remain in the focus of attention of all mankind. The soil and climatic features of our country pose the most difficult tasks for the mechanization of the cultivation, harvesting and preservation of the products obtained in a highly competitive environment. At the same time, the role of agricultural machinery is increasing not only as mechanical assistants, but also as tools that directly affect the means of production – the soil, plants, microorganisms, crops, and the environment. Therefore, the issues of technical level and quality of work of mechanization can be compared in complexity only with the choice of cultivation technology. Hence, the ever-increasing pace of implementation of automation, robotization, hydraulic and electrification of structures. Digital controls are increasingly used for machine controls. However, the changes taking place in our country significantly slow down the pace of implementation of these trends. Imports of foreign technology, in most cases carried out without the appropriate regional tests, with orientation only on advertising indicators. As a result, there is a growing understanding that the import of foreign equipment does not replace domestic agricultural engineering in all cases. A paradoxical situation arises – the more we import imported equipment, the more the demand for domestic standardized and unified developments grows. The nomenclature of agricultural machinery is due to the natural features, multi-zone and multi-pattern agriculture, a large number of different crops, differences in the technologies of their cultivation, variability of working conditions, etc. It is formed by periodic «machine systems» based on the complexes and sets of machines within the relevant technologies. In addition, a number of long-term state programs for the stabilization and accelerated development of the industry are being developed and implemented on the basis of promising resource-saving technologies and criteria for the innovative development of the national economy. The domestic agricultural machinery industry must have a scientific and technical system for creating and maintaining new equipment – the GSKB network, mainly at the leading manufacturers and special design bureaus by types of main machines and their mass aggregates. The STC network of SHT «VISHOM» – GSKB – SKB – KB needs to be revived at an accelerated pace with the preparation of relevant personnel for it, taking into account the experience of active research and production activities of the special complex of the VISHOM.

Keywords: Industry, agricultural machinery, rebirth, food, market, quality, machine system, testing, fitness, technology, standardization, unification, VISHOM.

Введение

При нынешних темпах прироста населения через 40 лет на планете Земля будут проживать почти 10 млрд человек. Предпосылки к тотальной нехватке продовольствия наблюдаются уже сегодня. Возникает необходимость устойчивого производства продовольственной продукции в достаточном количестве и высокого качества. Одновременно возрастает потребность в аграрном сырье, в том числе для производства энергии. В названных условиях мировой аграрный сектор в наши дни начинает занимать ключевую позицию.

Аграрный сектор нашей страны располагает 9 % пашни при 2 % ее населения от мировых показателей, обладает огромными потенциальными возможностями и сохраняет перспективы развития. Россия, несмотря на сравнительно суровые климатические условия, может не только обеспечивать себя качественной конкурентоспособной и ежегодно возобновляемой сельскохозяйственной продукцией, но и поставлять ее на мировой рынок. В то же время значительная часть продовольствия для населения страны закупается за рубежом. При этом не всегда обеспечивается его требуемое качество. Имеются большие его потери на пути «поле – потребитель», достигающие по расчетам ООН 15 % от общей массы.

Цель исследований

Разработка комплексных подходов к развитию работ по росту производительности в сельском хозяйстве, устойчивости его работы при поддержке местных экосистем, а также по обеспечению эффективного и справедливого функционирования комплексных производственно-сбытовых цепочек.

Обсуждение

Выращивание сельскохозяйственной продукции носит кратковременный сезонный характер, а потребление идет в течение всего года. При этом необходимо обеспечить сохранение потребительских свойств с минимальными потерями. Для этих целей используются транспортные и погрузочные средства, в том числе специальные, и хранилища разных типов (с активной вентиляцией, искусственным охлаждением, регулируемой газовой средой и др.) с компьютерными системами управления режимами хранения.

Эксплуатация сельскохозяйственных машин

связана с воздействием их рабочих органов на объекты живой природы (биоту), поэтому при выполнении технологических процессов машины должны отвечать также экологическим требованиям по охране окружающей среды, создавать условия для развития растений, не нанося им и их плодам вреда. В сельскохозяйственном производстве практически исключается возможность исправить или переделать полевые и другие работы, выполненные некачественно, с нарушением сроков и агротехники. Например, перепашка плохо вспаханного поля влечет за собой большую потерю влаги, создающую угрозу будущему урожаю. Названные общие особенности сельскохозяйственных машинных технологий с полным правом позволяют отнести их к классу высоких технологий high tech.

Мировое развитие сельскохозяйственной техники определяется рядом устойчивых тенденций, преобладающими из которых являются:

- создание и выпуск энергетических средств (тракторы, энергоблоки и др.) с комплексами и наборами сельскохозяйственных машин и оборудования высокого качества разного состава и назначения с постоянным расширением использования в них различных автоматических систем;

- охват новой техникой все большего количества выполняемых технологических операций в хозяйствах различных форм и укладов по полному технологическому циклу - от подготовки почвы и посева (посадки) до хранения и переработки продукции в местах производства с поставками потребителям в свежем и переработанном виде.

Однако перемены, происходящие в нашей стране, существенно замедляют позитивное развитие этих тенденций. Как следствие, возник неорганизованный импорт зарубежной техники, во многих случаях без соответствующих региональных испытаний, с ориентировкой на рекламные показатели. Как результат, растет понимание того, что импорт иностранной техники не заменяет во всех случаях отечественное сельскохозяйственное машиностроение, в основном, из-за низкой приспособленности машин к работе в наших более тяжелых и сложных условиях и по необходимым объемам поставок.

Сегодня в России имеется острая потребность в новой отечественной современной высококачественной и конкурентоспособной сельскохозяйственной технике, тем более

что в регионах имеются реальные возможности для ускоренного создания и развития ее производства [1]. Одним из реальных путей решения стоящих перед нами задач является широкое применение двойных технологий, что широко используется за рубежом.

При использовании всего лучшего, наиболее прогрессивного, созданного за эти годы в нашей стране и за рубежом, вновь возникает проблема стандартизации сельскохозяйственной техники, охватывающая не только отдельные машины, но и их составные части: агрегаты, узлы и детали. Развивающиеся связи и торговля между странами обуславливают полномасштабное участие России в развитии международной и региональной стандартизации [2].

Стандартизация сельскохозяйственных машин – процесс, устанавливающий единообразие правил, показателей, требований к конструкции, норм, а также форм и способов организации деятельности заинтересованных сторон, основанный на реализации комплекса достижений разных ветвей науки, техники и практического опыта и определяющий основу не только настоящего, но и будущего развития данного вида техники, неразрывно связывая его с прогрессом.

Стандартизация обеспечивает:

- восстановление рациональных параметрических рядов и номенклатуры промышленной продукции, ориентированных на современную систему машин;
- устранение излишнего многообразия, неоправданной сложности и разнотипности вновь разрабатываемой продукции;
- создание на предприятиях технической базы серийного производства машин с применением современных промышленных технологий;
- ускорение внедрения новой техники и обеспечение эффективного повышения качества изделий, их надежности, долговечности, ремонтпригодности и безотказности в условиях эксплуатации, базирующейся на технико-экономической целесообразности и высоком техническом уровне продукции.

Достаточно напомнить, что в отечественной отрасли сельскохозяйственного машиностроения до недавнего времени действовало около 5000 государственных, межгосударственных и общетехнических стандартов на различные группы сельхозмашин, их узлы и детали.

Другой, не менее важной задачей, при возрождении отечественного сельхозмашиностро-

ения является унификация разрабатываемой продукции, как процесс сокращения и приведения к экономически оправданному единообразию и существующих, и вновь создаваемых технологий, машин, деталей, узлов, материалов, документов, норм, правил, методов, терминов и пр. При этом важно иметь конкретные показатели для оценки уровня унификации и единую методику оценки ее эффективности.

Основная цель унификации – получение максимального экономического эффекта при проектировании, изготовлении и эксплуатации машин и оборудования. Установлено, что оптимальный уровень унификации сельскохозяйственных машин должен быть примерно 60...70 %.

В доперестроечный период в России было разработано около 80 альбомов рабочих чертежей (РТМ – А) унифицированных конструкций узлов и деталей отраслевого применения и более 180 отраслевых стандартов на типоразмерные ряды и унифицированные конструкции изделий общемашиностроительного применения. Была установлена обязательность их применения при проектировании новых машин и в использовании их в качестве запасных частей для действующего парка машин [3].

Как результат этого – в современных сельскохозяйственных машинах и оборудовании широко используются высококачественные комплектующие изделия: электроприводы и мотор-редукторы, мотор-барабаны и др. с механическим и частотным регулированием в различном исполнении и разной мощности; агрегаты гидросистем (насосы, регуляторы, цилиндры, переключатели и др.); средства автоматического регулирования (датчики, преобразователи, компьютеры и пр.); резинотехнические и пластмассовые изделия (полотна конвейеров различной конфигурации, размеров и типов, ремни, крепежные кронштейны, ковши, сопла, шланги, валики, ролики и др.); сборочные единицы (электроприводы, валы, элементы трансмиссий, опоры конвейеров, муфты и др.) и ряд других агрегатов, узлов и деталей. Большое разнообразие комплектующих изделий по номенклатуре и типоразмерам, которое следует организовать в нашей стране, их быстрая поставка заводам-изготовителям и применение в машинах современных конструкций, в том числе неметаллических изделий, обеспечивает современный технический уровень новых машин, расширяет

их технологические возможности, повышает надежность. Обеспечивается высокое качество изготовления техники, ее современный дизайн и качество получаемой продукции. Вышеизложенное требует для их создания, производства и организации эффективной комплексной научно-производственной деятельности различных специалистов с высокой инженерной и дизайнерской подготовкой.

Разработка и производство отечественной сельскохозяйственной техники должны увязываться с современной промышленной политикой, базирующейся на организации процесса создания выпуска машин высокого технического уровня для обеспечения как внутреннего спроса, так и успешной конкуренции с иностранными фирмами на внешних рынках. Государство должно выработать меры, стимулирующие комплексное достижение указанных целей.

Решение этих важных задач необходимо в наши дни для дальнейшего расширения производства продукции сельхозкультур и животноводства в специализированных, преимущественно крупных хозяйствах, на основе современных машинных технологий. При этом следует обратить внимание на создание условий для нормального развития в стране хозяйств малых форм, производящих сегодня значительные объемы сельскохозяйственной продукции. Варианты этих технологий сочетают высокопродуктивные сорта культур и виды животных, передовую агротехнику и комплексы и наборы современной специальной и надежной техники различной технологической конфигурации и производительности. Они должны носить региональный характер.

Восстанавливаемая отечественная отрасль сельхозмашиностроения должна иметь научно-техническую систему создания и научно-технического сопровождения новой техники – сеть ГСКБ преимущественно при ведущих заводах-изготовителях и СКБ по типам основных машин и их массовым агрегатам. На заводах должны быть также СКБ, КБ и соответствующие службы текущего производства, которые в свое время активно и плодотворно работали.

Результаты исследований

Номенклатура сельскохозяйственной техники велика и чрезвычайно разнообразна. Это вызвано природными особенностями нашего

многозонального и многоукладного сельского хозяйства и, соответственно, большим количеством разных культур и видов животных, отличиями в технологиях их возделывания и содержания, изменчивостью условий работы и др. Она упорядочивается и формируется для потребителей и для изготовителей периодическими «системами машин» в нашей стране в рамках соответствующих технологий на основе комплексов и наборов различных машин и оборудования.

Перспективный проект «Системы машин и технологий для комплексной механизации и автоматизации сельскохозяйственного производства на период до 2020 года» был разработан в 2012 г. в ФГБНУ ФНАЦ ВИМ и одобрен Минсельхозом РФ [4]. В отличие от предыдущих, в нем значительное внимание уделено перспективным машинным технологиям сельскохозяйственного производства. При разработке проекта предусматривалось преимущественное использование национальных ресурсов с привлечением зарубежных инвестиций и опыта на основе единых требований к номенклатуре и параметрам технических средств машинного производства сельхозпродукции. Однако проект до сих пор не введен в действие.

Аналогичными разработками занимаются в регионах. Так, например, в Башкортостане разработана «Система машин для реализации инновационных технологий в растениеводстве республики и животноводстве».

В настоящее время разработан ряд долгосрочных государственных программ стабилизации и ускоренного развития ведущих отраслей народного хозяйства страны на основе перспективных ресурсосберегающих технологий и критериев инновационного развития национальной экономики [5]. К сожалению, они охватывают только отдельные вопросы и, подчас, в ограниченных объемах.

Сеть НТЦ СХТ «ВИСХОМ» – ГСКБ – СКБ – КБ заводов необходимо возрождать ускоренными темпами с подготовкой для нее соответствующих кадров, используя опыт активной научно-производственной деятельности специального комплекса ВИСХОМ, построенного и введенного в строй по постановлению властей в начале 50-х гг. прошлого века и безответственно порушенного в наши дни.

В качестве примера можно привести модернизированный почвенный канал классической конструкции, построенный в эксперимен-

тальном корпусе комплекса зданий института ВИСХОМ (рис.), ныне полностью снесено для строительства жилья. Модернизация канала была связана в свое время с новыми задачами сельхозмашиностроения, а именно: ускорения сроков создания и внедрения в производство новой техники для энергонасыщенных тракторов.

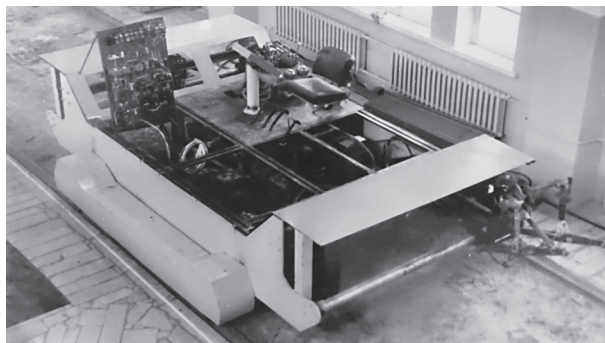


Рис. Модернизированный почвенный канал ВИСХОМ (без тензометрического оборудования и ограждений)

Рядом с почвенным каналом, используемым для исследования почвообрабатывающих орудий и других типов машин, устанавливался «малый канал», предназначенный для исследований работы отдельных почвообрабатывающих рабочих органов и высевающих секций сеялок. При этом в качестве измерительной аппаратуры обычно использовались те же приборы и оборудование, что и для основного большого канала.

Основные задачи по возрождению в современных условиях и последующему развитию отечественного сельскохозяйственного машиностроения остаются прежними, поставленными перед институтом ВИСХОМ при его создании. Поэтому во главе государственной системы создания и производства отечественной техники для сельского хозяйства страны должен быть современный Научно-технический центр по сельскохозяйственной технике – НТЦ СХТ «ВИСХОМ», каким многие годы был институт ВИСХОМ.

Выводы

Сельскохозяйственное машиностроение – исключительно сложная отрасль, связанная с целым рядом отраслей экономики страны. Поэтому управляться она должна государством, а не крупными производителями, сельхозпро-

дукции и сельхозмашин. Организовать это можно, воссоздав ВИСХОМ в новом современном виде с соответствующим статусом, поручив ему вопросы ВНИИКОМЖа, НАТИ и, частично, бывшего Минсельхозмаша и Минсельхоза в части механизации. Известный бренд мирового уровня ВИСХОМ следует сохранить и поддерживать по существу.

Литература

1. Туболев С.С., Колчин Н.Н., Бышов Н.В., Быковский Ю.А. Развитие отечественного с.-х. машиностроения определяет будущее России // Картофель и овощи. 2018. № 4. С. 6–8.
2. Колчин Н.Н. Возрождение отечественного сельскохозяйственного машиностроения – неотложная и важная государственная задача // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 10. С. 3–7.
3. Колчин Н.Н., Зволинский В.Н. И вновь о деле государственной важности // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 8. С. 53–59.
4. Система машин и технологий для комплексной механизации и автоматизации сельскохозяйственного производства на период до 2020 г. Т. I и II. Типография ГНУ ВИМ.
5. Стратегия развития сельскохозяйственного машиностроения России до 2020 года. М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2011.

References

1. Tubolev S.S., Kolchin N.N., Byshov N.V., Bykovskij YU.A. The development of domestic agricultural engineering determines the future of Russia. *Kartofel' i ovoshchi*. 2018. No 4, pp. 6–8 (in Russ.).
2. Kolchin N.N. The revival of domestic agricultural engineering is an urgent and important state task. *Traktory i sel'hozmashiny*. 2016. No 10, pp. 3–7 (in Russ.).
3. Kolchin N.N., Zvolinskij V.N. Again about a matter of national importance. *Traktory i sel'hozmashiny*. 2017. No 8, pp. 53–59 (in Russ.).
4. Sistema mashin i tekhnologij dlya kompleksnoj mekhanizacii i avtomatizacii sel'skohozyajstvennogo proizvodstva na period do 2020 g. [System of machines and technologies for complex mechanization and automation of agricultural production for the period up to 2020]. Vol. I i II. GNU VIM Publ.
5. Strategiya razvitiya sel'skohozyajstvennogo mashinostroeniya Rossii do 2020 goda [Development strategy for agricultural engineering in Russia until 2020]. Moscow: FGNU «Rosinformagrotekh» Publ., 2011.

МОДЕЛЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ЗАТРАТ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ НА ПОСЕВ С УЧЕТОМ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ РАБОТ И РАЗМЕРОВ ПЛОЩАДЕЙ

A MODEL FOR DETERMINING THE OPERATING COSTS OF MACHINE-TRACTOR UNITS FOR SOWING, TAKING INTO ACCOUNT THE DURATION OF WORK AND THE SIZE OF THE AREA

А.В. СТАРЦЕВ¹, д.т.н.
Т.Е. АЛУШКИН², к.т.н.
С.В. РОМАНОВ³, к.т.н.
И.И. СТОРОЖЕВ³, к.т.н.

¹ ФГБОУ ВО Южно-Уральский ГАУ, Троицк,
Челябинская обл., Россия

² Томский сельскохозяйственный институт –
филиал ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ, Томск, Россия

³ ФГБОУ ВО ГАУ Северного Зауралья, Тюмень, Россия,
timofey.alushkin@gmail.com

A.V. STARCEV¹, DSc in Engineering
T.E. ALUSHKIN², PhD in Engineering
S.V. ROMANOV³, PhD in Engineering
I.I. STOROZHEV³, PhD in Engineering

¹ South Ural State Agrarian University, Troick,
Chelyabinskaya obl., Russia

² Tomsk Agricultural Institute, Branch of Novosibirsk State
Agrarian University, Tomsk, Russia

³ State Agrarian University of Transural region, Tyumen', Russia,
timofey.alushkin@gmail.com

В статье представлен анализ влияния производительности машинно-тракторных агрегатов на продолжительность проведения технологических работ в растениеводстве. Представлены результаты опроса среди специалистов сельскохозяйственных организаций Томской области, указывающих на существенное влияние технического фактора в целом на производительность техники (33,9 %). Дана интерпретация полученных результатов опроса, и на основе этих данных сформулировано обоснование для создания методики оптимизации технологических параметров посевных агрегатов.

Целью работы является разработка методики оптимизации технологических параметров посевных агрегатов, составленных на базе разных моделей тракторов по критерию минимума эксплуатационных затрат. Научной новизной является введение показателя «Удельные эксплуатационные затраты посевного агрегата», при помощи которого обосновывается выбор трактора определенного тягового класса с учетом используемых посевных машин. В результате расчетов подтвержден факт нелинейной зависимости производительности посевных агрегатов от установленной мощности трактора. Для заданных условий (дни посева, посевная площадь) производился подбор различных посевных агрегатов и рассчитывались затраты на их эксплуатацию. В результате математического моделирования определены эксплуатационные затраты различных посевных агрегатов в вариантах стандартной и сниженной мощности двигателя трактора. Для оценки удельных эксплуатационных затрат посевного агрегата на обработку единицы площади предложены соответствующий показатель и его графическая интерпретация. Получены зависимости показателя удельных эксплуатационных затрат от мощности тракторного двигателя – при его установленной (номинальной) величине и сниженной до 15 %. В случае соответствия мощности двигателя установленной величине оптимальным посевным машинно-тракторным агрегатом по критерию минимума удельных эксплуатационных затрат является агрегат на базе колесного трактора с двигателем мощностью 125 кВт, что соответствует тяговому классу 2 или 3. Установлено, что снижение мощности двигателя трактора на 15 % от установленной, вследствие изменения его технического состояния, обеспечивает увеличение удельных затрат на посев на 28,4 %.

Ключевые слова: посевной агрегат, производительность, экономико-математическая модель, удельные эксплуатационные затраты.

The article presents an analysis of the impact of the performance of machine-tractor units on the duration of technological work in crop production. The results of a survey among specialists of agricultural organizations of the Tomsk region, indicating a significant influence of the technical factor in general on the productivity of machinery (33,9 %), are presented. An interpretation of the survey results is given and, based on these data, a rationale is formulated to create a methodology for optimizing the technological parameters of sowing units. The aim of the work is to develop a methodology for optimizing the technological parameters of sowing units, compiled on the basis of different models of tractors by the criterion of minimum operating costs. The scientific novelty is the introduction of the indicator «unit operating costs of the sowing unit», which explains the choice of a tractor of a certain traction class taking into account the used sowing machines. As a result of the calculations, the fact of a nonlinear dependence of the productivity of the sowing units on the installed tractor power was confirmed. For the given conditions (sowing days, sown area), various sowing units were selected and the costs of their operation were calculated. As a result of mathematical modeling, the operating costs of various sowing units are determined in standard and reduced tractor engine power options. To assess the specific operating costs of the sowing unit for processing a unit area, an appropriate indicator and its graphical interpretation are proposed. The dependences of the indicator of specific operating costs on the power of the tractor engine with its in-stalled (nominal) value and reduced to 15 % are obtained. If the engine power meets the set value, the optimal sowing machine and tractor unit according to the criterion of minimum specific operating costs is the unit based on a wheeled tractor with an engine power of 125 kW, which corresponds to 2 or 3 drawbar category. It was found that a decrease in tractor engine power by 15 % from the installed one, due to a change in its technical condition, provides an increase in unit costs for sowing by 28,4 %.

Keywords: sowing unit, productivity, economic-mathematical model, unit operating costs.

Введение

Выполнение работ в растениеводстве в рамках установленных технологических сроков позволяет надеяться на получение высокой урожайности возделываемых сельскохозяйственных культур и, как следствие, обеспечить достаточную эффективность производства. Данная проблема особенно актуальна для регионов России, которые находятся в зоне рискованного земледелия, в частности для Урала и Сибири.

Известно [1], что продолжительность выполнения технологических операций в растениеводстве определяется производительностью используемых машинно-тракторных агрегатов:

$$D = \frac{W_{\text{ч}} T_{\text{см}} \tau K_{\text{г}}}{N_{\text{а}}^{\Phi} K_{\text{см}}},$$

где D – количество дней, затраченных на проведение технологической операции, дни; $W_{\text{ч}}$ – часовая производительность машинно-тракторного агрегата, га/ч; $T_{\text{см}}$ – фактическая продолжительность времени смены, ч; τ – коэффициент использования времени смены; $K_{\text{г}}$ – коэффициент готовности; $N_{\text{а}}^{\Phi}$ – фактическое число однотипных машинно-тракторных агрегатов, задействованных в данной технологической операции, шт.; $K_{\text{см}}$ – коэффициент сменности.

С целью оценки влияния различных факторов на продолжительность выполнения технологических операций в растениеводстве авторами статьи был проведен опрос руководителей и главных инженеров 14 хозяйств Асиновского и Первомайского районов Томской области.

Респондентам было предложено оценить влияние следующих четырех основных факторов на производительность машинно-тракторных агрегатов в растениеводстве:

- природно-климатические;
- организационно-технологические;
- технические;
- кадровые (человеческий фактор).

В данном случае под природно-климатическими факторами подразумевалось влияние непогоды, рельефа местности, характеристик почвы, средней длины гона на поле и т.д. Под организационно-технологическими – организация труда, качество проводимых технологических наладок, а также организация

эксплуатации сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов и т.д. Технические факторы включали в себя простои и потери производительности вследствие возникновения отказов и неисправностей техники.

По результатам опроса наиболее весомыми (33,9 %) оказались технические факторы (рис. 1), что может быть объяснено достаточно низким уровнем технического сервиса в АПК и возрастным составом используемой техники [2, 9].

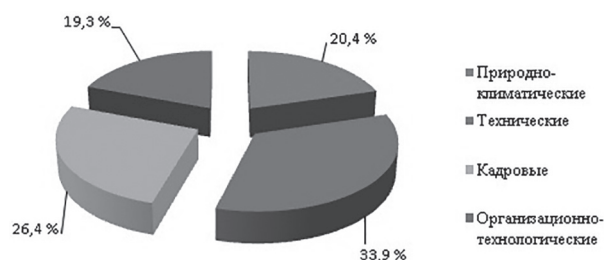


Рис. 1. Влияние исследуемых факторов на показатели производительности сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов (по результатам опроса специалистов АПК)

На втором месте оказались кадровые факторы (26,4 %). По мнению авторов, это может быть объяснено тем, что с начала XXI века в России количество людей, работающих в АПК, уменьшилось более чем 2 раза [3]. В результате снизилась общая образованность работников села, а значит, и техническая грамотность.

Организационно-технологические и природно-климатические факторы занимают практически равные доли (19,3 и 20,4 %).

По мнению авторов, управление производительностью машинно-тракторных агрегатов на уровне отдельного хозяйства может быть реализовано посредством влияния на технические и организационно-технологические факторы. Нужно отметить, что влияние на кадровые факторы, безусловно, возможно, но только с учетом исследования глубинных социальных процессов, происходящих сегодня на селе. Еще меньшее влияние можно оказывать на природно-климатические факторы. Например, в Томской области 2018 г. характеризовался проведением работ в условиях чрезвычайной ситуации, вызванной большим количеством осадков и низких температур [4].

Цель исследований

Разработка методики оптимизации технологических параметров посевных агрегатов, составленных на базе разных моделей тракторов по критерию минимума эксплуатационных затрат.

Материалы и методы

Детальному рассмотрению подверглись технологические процессы посевной кампании, а именно посев сельскохозяйственных культур. В качестве исходных данных для разработки экономико-математической модели были выбраны технические и технологические параметры отечественных тракторов и посевных машин (табл. 1).

Для разработки экономико-математической модели использовались положения теории производственной эксплуатации сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов [1].

Методика определения эксплуатационных затрат посевных МТА базировалась на положениях ГОСТ 53056-2008 [5]. Согласно ГОСТу, прямые эксплуатационные затраты денежных средств определяются по формуле:

$$И = З + Г + Р + А + \Phi, \text{ млн руб.},$$

где $З$ – затраты средств на оплату труда обслуживающего персонала, руб.; $Г$ – затраты на горюче-смазочные материалы, руб.; $Р$ – затраты на ремонтно-обслуживающие воздействия, руб.; $А$ – затраты средств на амортизацию, руб.; Φ – прочие прямые затраты средств на основные и вспомогательные материалы, руб.

Результаты и обсуждение

В результате анализа рыночных цен на тракторы и посевные машины были построены графические и получены математические зависимости среднестатистических цен от влияния установленной мощности двигателей и конструкционной ширины захвата, соответственно (рис. 2 и 3).

Полученные зависимости позволили провести математическое моделирование производительности скомплектованных посевных агрегатов, состоящих из тракторов, представ-

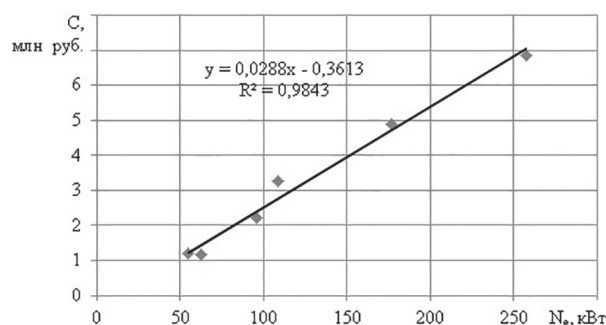


Рис. 2. Зависимость среднестатистической цены колесных тракторов от установленной мощности двигателя

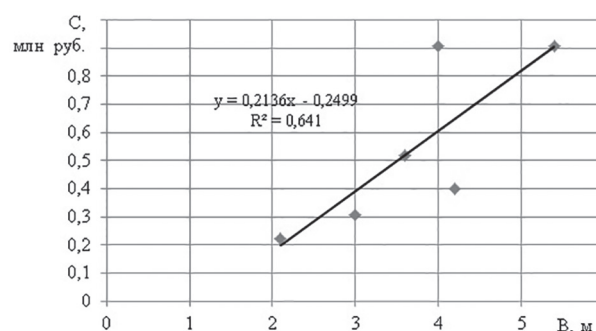


Рис. 3. Зависимость среднестатистической цены посевных машин от конструкционной ширины захвата

ленных в табл. 1 с посевными машинами типа СЗ. Результаты математического моделирования представлены на рис. 4.

Нужно отметить, что полученные зависимости достаточно хорошо согласуются с данными исследований профессора В.Н. Кычева, рассматривавшего в своих работах взаимосвязи темпов роста производительности тяговых МТА с темпами увеличения мощности двигателей тракторов [6].

По результатам проведенного математического моделирования был проведен сравнительный анализ эксплуатационных затрат для различных посевных МТА (рис. 5). При проведении моделирования были приняты следующие исходные данные: длительность проведения посева 15 дней, засеваемая площадь 4000 га. Варьируемым параметром выступала величина мощности двигателя трактора.

Таблица 1

Состав машинно-тракторных агрегатов, используемых для посева

Тип машины	Марка машины					
Тракторы	МТЗ-82	К-744Р2	Агромаш-85ТК	МТЗ-1221	МТЗ-1523	ХТЗ-17221
Посевные машины	СЗ-5,4	СЗС-4,2	СКП-2,1	СЗП-3,6	Ника-4	СПУ-ЗД

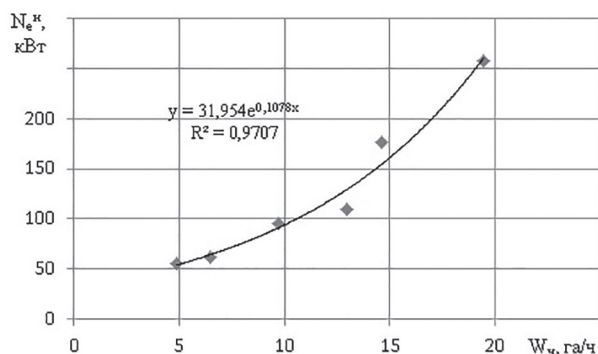


Рис. 4. Зависимость часовой производительности посевных агрегатов от установленной мощности двигателей колесных тракторов

Данные исследований, направленных на обеспечение необходимого уровня технического сервиса двигателей тракторов, работающих в сельском хозяйстве, указывают на то, что в подавляющем большинстве случаев (до 85 %) [7–9] величина мощности, установленная нормативно-технической документацией, не соблюдается. Опуская причины данного факта, отметим, что снижение может достигать до 15...20 % от номинальной величины. С учетом этого представлены результаты для двух вариантов моделирования: соответствие мощности двигателя трактора установленной; мощность двигателя снижена до 15 % (рис. 5, табл. 2). Данные о сравнительном увеличении величины прямых эксплуатационных затрат на посевные агрегаты при использовании тракторов со сниженной номинальной мощностью двигателя на 15 % представлены в табл. 2.

Из данных, представленных в табл. 2 и на рис. 5, видно, что наименьшими эксплуатационными затратами обладает посевной агрегат в составе: трактор Агромаш-85ТК с двумя сеялками СЗП-3,6. Примечательно, что при эксплуатации посевного агрегата на базе трактора К-744Р2 со сниженной величиной номинальной мощности резко возрастает величина эксплуатационных затрат (порядка 33 %). В сравнении с посевным агрегатом в составе трактора МТЗ-1523 разница в приросте величины затрат составляет 8,4 %.

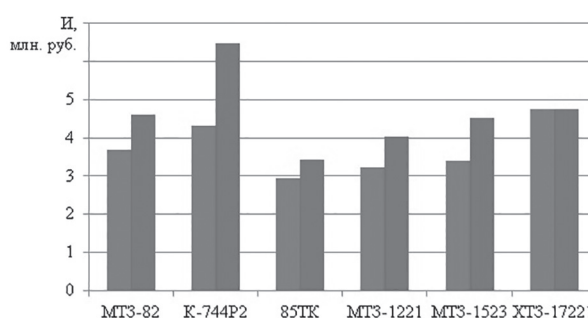


Рис. 5. Эксплуатационные затраты посевных агрегатов: синим цветом показаны затраты при соответствии номинальной мощности установленной величине; красным – снижение на 15 %

Анализируя представленные данные, можно обосновано сделать вывод о том, что использование посевных агрегатов на базе энергонасыщенных тракторов выше тягового класса 3 со сниженной мощностью становится экономически нецелесообразным. Отметим, что полученные при моделировании данные согласуются с рекомендациями, по применению тракторов, данными в исследованиях ученых Кубанского ГАУ им. И.Т. Трубилина [10].

Для построения обобщенной зависимости прямых эксплуатационных расходов посевных агрегатов произведем расчет удельных прямых эксплуатационных затрат на посев по формуле:

$$З_{уд} = \frac{И}{F}, \text{ руб./га.}$$

Графическая интерпретация расчета представлена на рис. 6.

Полученная эмпирическая зависимость при номинальной величине мощности тракторного двигателя описывается полиномом второго порядка вида:

$$З_{уд} = 106,87 - 0,5316N_e + 2,1 \cdot 10^{-3} N_e^2, \text{ руб./га.}$$

Полученная зависимость при сниженной мощности тракторного дизеля на 15 % описывается полиномом второго порядка вида:

$$З_{уд} = 110,22 - 0,272N_e + 2,3 \cdot 10^{-3} N_e^2, \text{ руб./га.}$$

Таблица 2

Прирост прямых эксплуатационных затрат при использовании тракторов со сниженной на 15 % номинальной мощностью двигателя

Посевной агрегат	МТЗ-82 и СЗ-5,4	К-744Р2 и 4 СЗ-5,4	Агромаш-85ТК и 2 СЗ-3,6	МТЗ-1221 и 3 СЗ-3,6	МТЗ-1523 и 4 СЗ-3,6	ХТЗ-17221 и 3 СЗ-5,4
Прирост эксплуатационных затрат, %	19,7	33,3	14,3	20,0	24,9	0,2

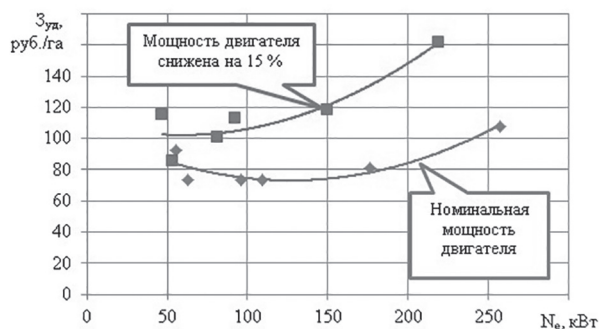


Рис. 6. Зависимость удельных эксплуатационных затрат посевного агрегата на обработку единицы площади при номинальной мощности тракторного дизеля и сниженной на 15 %

Анализируя полученные зависимости можно сделать вывод о том, что при соответствии мощности двигателя трактора установленной величине оптимальным посевным машинно-тракторным агрегатом по критерию минимума удельных эксплуатационных затрат является агрегат с двигателем трактора, имеющего мощность 125 кВт (73,2 руб./га). В случае эксплуатации тракторов со сниженной мощностью двигателя на 15 % оптимальным по критерию минимума эксплуатационных затрат является агрегат с мощностью двигателя трактора 60 кВт (102,2 руб./га). Разница в затратах на обработку единицы площади составляет порядка 28,4 %.

Выводы

1. В результате экспертного опроса специалистов АПК 14 хозяйств Томской области установлено, что обеспечение требуемой производительности сельскохозяйственной техники значительно связано (более 53 %) с техническим и организационно-технологическим факторами.

2. Предложена методика определения эксплуатационных затрат посевных агрегатов, которая позволила обосновать рациональное применение агрегатов на базе тракторов тягового класса не более 3.

3. Внедрение в методику фактора, учитывающего снижение мощности двигателя трактора вследствие изменения его технического состояния, позволяет обосновать увеличение удельных затрат на посев. Например, снижение мощности двигателя трактора на 15 % от установленной обеспечивает увеличение удельных затрат на посев на 28,4 %.

Литература

1. Курочкин И.М., Доровских Д.В. Производственно-техническая эксплуатация МТП. Тамбов: ТГТУ, 2012. 200 с.
2. Иванов Н.М., Немцев А.Е., Коротких В.В. и др. Повышение эффективности технического обслуживания и ремонта сельскохозяйственной техники в условиях Сибири: учебно-методическое пособие; под ред. Н.М. Иванова, А.Е. Немцева. Новосибирск: РАСХН. Сиб. отд.-ние. СибИМЭ, 2012. 108 с.
3. Сельское хозяйство в РСФСР и РФ 1950–2016 гг.: от колхозов к сельхозпредприятиям (часть 2). URL: <http://riskprom.ru/publ/43-1-0-404>
4. Режим ЧС в связи с угрозой срыва посевной кампании ввели семь районов Томской области. URL: <https://tomsk.gov.ru/news/front/view/id/29597>.
5. ГОСТ Р 53056-2008. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки. М.: СТАНДАРТИНФОРМ, 2009. 22 с.
6. Кычев В.Н. Повышение производительности машинно-тракторных агрегатов на основе эффективного использования установленной мощности двигателей энергонасыщенных тракторов: автореф. дис. ... докт. техн. наук. 05.20.01. Челябинск 1997.
7. Чемазиков М.М. Улучшение показателей работы тракторных дизелей путем совершенствования режима настройки топливных насосов высокого давления при выполнении ремонтно-обслуживающих работ: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01, 05.20.03. Нальчик, 2006.
8. Плаксин А.М. Обоснование периодичности контроля и допуска на снижение мощности двигателей при эксплуатации тракторов в сельском хозяйстве: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 1975.
9. Алушкин Т.Е. Повышение эффективности использования машинно-тракторных агрегатов путем применения топлива с модификатором: дис. ... канд. техн. наук 05.20.01; Томск, 2018. 157 с.
10. Трубилин Е.И., Маслов Г.Г., Перстков В.В. Почему «буксует» машинно-технологическая модернизация сельскохозяйственного производства // Научный журнал КубГАУ. Краснодар, 2017. № 128 (04). С. 1245–1257.

References

1. Kurochkin I.M., Dorovskih D.V. Proizvodstvenno-tekhnicheskaya ekspluatatsiya MTP [Production and technical operation of the machinery and tractor fleet]. Tambov: TGTU Publ., 2012. 200 p.

2. Ivanov N.M., Nemcev A.E., Korotkih V.V. i dr. Povyshenie effektivnosti tekhnicheskogo obsluzhivaniya i remonta sel'skohozyajstvennoj tekhniki v usloviyah Sibiri [Improving the efficiency of maintenance and repair of agricultural machinery in Siberia]. Uchebno-metodicheskoe posobie. Pod red. N.M. Ivanova, A.E. Nemceva. Novosibirsk: RASKHN. Sib. otd-nie. SibIME, 2012. 108 p.
3. Sel'skoe hozyajstvo v RSFSR i RF 1950-2016 gg.: ot kolhozov k sel'hozpredpriyatiyam [Agriculture in the RSFSR and the Russian Federation 1950-2016: from collective farms to agricultural enterprises] (CHast' 2) [Elektronnyj resurs]. URL: <http://risk-prom.ru/publ/43-1-0-404>.
4. Rezhim CHS v svyazi s ugrozoy sryva posevnoj kampanii vveli sem' rajonov Tomskoj oblasti [Emergency status due to the threat of disruption of the sowing campaign was announced by seven districts of the Tomsk region] [Elektronnyj resurs]. URL: <https://tomsk.gov.ru/news/front/view/id/29597>
5. GOST R 53056-2008. Agricultural machinery. Economic evaluation methods. Moscow. STANDARTINFORM Publ., 2009. 22 p.
6. Kychev V.N. Povyshenie proizvoditel'nosti mashinno-traktornyh agregatov na osnove effektivnogo ispol'zovaniya ustanovlennoj moshchnosti dvigatelej energonasyshchennyh traktorov: avtoref. dis. ... dokt. tekhn. nauk [Improving the performance of machine-tractor units based on the efficient use of the installed power of engines of energy-saturated tractors: Dissertation for Degree of Dr.Eng.]. 05.20.01. CHelyabinsk 1997.
7. CHemazokov M.M. Uluchshenie pokazatelej raboty traktornyh dizelej putem sovershenstvovaniya rezhima nastroyki toplivnyh nasosov vysokogo davleniya pri vypolnenii remontno-obsluzhivayushchih rabot: avto-ref. dis... kand. tekhn. nauk [Improving the performance of tractor diesel engines by improving the tuning mode of high-pressure fuel pumps during repair and maintenance work: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. 05.20.01, 05.20.03. Nal'chik, 2006.
8. Plaksin A.M. Obosnovanie periodichnosti kontrolya i dopuska na snizhenie moshchnosti dvigatelej pri ekspluatatsii traktorov v sel'skom hozyajstve: avtoref. dis... kand. tekhn. nauk [Substantiation of the frequency of control and tolerance for engine power reduction during tractor operation in agriculture: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. CHelyabinsk, 1975.
9. Alushkin T.E. Povyshenie effektivnosti ispol'zovaniya mashinno-traktornyh agregatov putem primeniya topliva s modifikatorom: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improving the efficiency of the operation of machine-tractor units by using fuel with a modifier: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. 05.20.01; [Mesto zashchity: Altajskij gosudarstvennyj tekhnicheskij universitet im. I.I. Polzunova]. Tomsk, 2018. 157 p.
10. Trubilin E.I., Maslov G.G., Perstkov V.V. Why machine-technological modernization of agricultural production «stalls». Krasnodar, 2017. No 128 (04), pp. 1245–1257 (in Russ.).

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ВНЕСЕНИЯ ИЗВЕСТКОВЫХ УДОБРЕНИЙ

THE WAY TO IMPROVE THE QUALITY OF THE APPLICATION OF LIME FERTILIZERS

А.Н. СЕДАШКИН, К.Т.Н.
А.А. КОСТРИГИН, К.Т.Н.
Е.А. МИЛЮШИНА, К.Т.Н.

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева», Саранск, Россия, kostigrin42@mail.ru

A.N. SEDASHKIN, PhD in Engineering
A.A. KOSTRIGIN, PhD in Engineering
E.A. MILYUSHINA, PhD in Engineering
N.P. Ogarev Mordovia State University, Saransk, Russia, kostigrin42@mail.ru

В статье приводятся некоторые результаты сравнительных испытаний, проведенных в Мордовском государственном университете имени Н.П. Огарева, агрегата с серийным и экспериментальным центробежным рабочим органом при внесении пылевидных известковых удобрений. Определено влияние неравномерности распределения удобрений по ширине захвата агрегата. Наблюдения показали, что при механическом разбрасывании (например, центробежным диском) удобрений с различной гранулометрической характеристикой, крупные частицы под действием начальной скорости, приобретенной при сходе диска, летят дальше, а мелкие (пылевидные) ложатся на почву вблизи центра диска. Поэтому предлагается использовать для внесения мелиорантов дифференцированную подачу, как механическую, так и пневматическую.

Во многих исследованиях подробно рассматривается влияние кинетической энергии на частицу удобрений при ее слете с центробежного рабочего органа, и недостаточно исследований по влиянию кинетической энергии наклонного воздушного потока на дополнительный разгон разбрасываемых частиц и равномерность их внесения. Для проверки данной гипотезы нами проведены опыты по определению неравномерности распределения удобрений по ширине захвата агрегата при внесении их экспериментальным и серийным рабочим органом. Для проведения опытов за основу была взята базовая модель разбрасывателя МВУ-6. На данной машине вместо серийного рабочего органа был установлен разработанный нами пневмоцентробежный рабочий орган. Как показали опыты, экспериментальный рабочий орган позволил увеличить ширину захвата с 6 до 10 м и уменьшить неравномерность распределения известковых мелиорантов на общей ширине захвата с 45,0 до 25,0 %. Перекрытие смежных проходов для экспериментальной установки на половину или более общей ширины захвата позволяет обеспечить равномерность распределения до $\pm 25\%$, а увеличение рабочей скорости с 1,5 до 2,0 м/с на ширине захвата 8 м приводит к ухудшению равномерности распределения удобрений по поверхности поля.

Ключевые слова: мелиоранты, агрегат, пневмоцентробежный рабочий орган, внесение, равномерность норма, гранулометрический состав, траектория полета.

The article presents some results of comparative tests conducted at the N.P. Ogarev Mordovia State University of the unit when introducing pulverized calcareous fertilizers with serial and experimental centrifugal working body. The influence of the uneven distribution of fertilizers along the width of the capture unit was obtained. The observations showed that upon mechanical spreading (for example, a centrifugal disk) of fertilizers with different particle size characteristics, large particles fly further under the influence of the initial velocity acquired during the falling of the disk, and small (dusty) particles fall on the soil near the center of the disk. Therefore, it is proposed to use a differential feed, both mechanical and pneumatic, for the introduction of ameliorants. Many studies examine in detail the influence of kinetic energy on a fertilizer particle when it leaves the centrifugal working body, and there is insufficient research on the influence of the kinetic energy of an inclined air flow on the additional dispersal of dispersed particles and on the uniformity of their application. To test this hypothesis, the experiments to determine the uneven distribution of fertilizers along the width of the aggregate when introduced by the experimental and serial working body were conducted. For experiments, the base model of the MVU-6 spreader was taken. On this machine, a pneumocentrifugal working body developed by authors was installed in place of the serial working body. As experiments showed, the experimental working body allowed to increase the width of the capture from 6 to 10 m and reduce the uneven distribution of calcareous ameliorants on the total width of the capture from 45,0 to 25,0 %. Overlapping adjacent passages for the experimental setup with half or more of the total working width allows to obtain uniform distribution up to $\pm 25\%$, and an increase in the working speed from 1,5 to 2,0 m/s at a working width of 8 m leads to a deterioration in the uniform distribution of fertilizers on the surface of the field.

Keywords: ameliorants, aggregate, pneumocentrifugal working body, application, uniformity, norm, particle size distribution, flight path.

Введение

Для известкования кислых почв применяют слабопылящиеся и пылящиеся известковые материалы, которые часто называют мелиорантами.

Существует две технологические схемы их внесения. Для транспортировки и внесения пылевидных известковых удобрений широко используются машины АРУП-8 и РУП-8 (соответственно на автомобильной и тракторной тяге) [1, 3].

Для внесения слабопылящих известковых удобрений, таких как доломитовая мука и дефекат, вынуждены использовать центробежные разбрасыватели. Как правило, это прицепные машины типа МВУ и самоходные МХА-7.

Благодаря своим достоинствам центробежные машины находят широкое применение во всем мире при внесении таких видов известковых материалов.

Однако при всех своих достоинствах центробежные машины имеют и недостатки, главным из которых является зависимость качества внесения удобрений от многочисленных сторонних факторов, таких как рельеф поля, направление и сила ветра, разброс (спектр) размеров частиц или комков удобрений, сыпучесть удобрений, квалификация механизатора и т.п. [2, 4].

Вследствие этого качество внесения известковых удобрений в первом и во втором случае неудовлетворительное.

Цель исследований

Совершенствование технологий и средств механизации для поверхностного внесения минеральных и известковых удобрений, достижение которой является актуальной и имеет важное хозяйственное значение.

Материалы и методы

Некоторые исследователи предлагают для качественного внесения не пылящих и слабо пылящих удобрений центробежным рабочим органом использовать дифференцированную подачу, т.е. на предварительно разогнанные центробежным способом частицы воздействовать воздушным потоком.

Повышение качества рассева удобрений достигается благодаря эффективному использованию суммарной энергии от первоначального разгона частиц диском и последующего сопутствующего поддува воздушного потока.

Полная кинетическая энергия, которую получит частица при слете с пневмомеханического центробежного рабочего органа, будет равна [6]:

$$E_{\text{п}} = E_{\text{ц.д.}} + E_{\text{в.п.}},$$

где $E_{\text{п}}$ – полная кинетическая энергия рабочего органа; $E_{\text{ц.д.}}$ – кинетическая энергия центробежного диска; $E_{\text{в.п.}}$ – кинетическая энергия воздушного потока.

Во многих исследованиях подробно рассматривается влияние кинетической энергии на частицу удобрений при ее слете с центробежного рабочего органа, и недостаточно исследований по влиянию кинетической энергии наклонного воздушного потока на дополнительный разгон разбрасываемых частиц и равномерность их внесения [5].

Для проверки данной гипотезы нами проведены опыты по определению неравномерности распределения удобрений по ширине захвата агрегата при внесении их экспериментальным и серийным рабочим органом. Опыты проводились на рассеве доломитовой и известковой муки (рис. 1).



Рис. 1. Лабораторная установка:

- 1 – конусный направитель, 2 – разбрасывающая лопасть, 3 – плоский диск;
4 – кожух вентиляторной части

Для проведения опытов за основу была взята базовая модель разбрасывателя МВУ-6. На данной машине вместо серийного рабочего органа был установлен разработанный нами пневмоцентробежный рабочий орган. В связи с тем что пневмоцентробежный рабочий орган имеет несколько другую форму и габариты, пришлось внести некоторые изменения в конструкцию крепления. Была изменена конструкция подающего лотка, так как удобрения подаются на вершину конусной части рабочего органа.

Результаты и обсуждение

Распределение доломитовой муки по ширине захвата разбрасывателем с экспериментальным и серийным рабочим органом показано на рис. 2.

Как видно из рис. 2, характер распределения удобрений по ширине захвата у разбрасывателя с экспериментальным и серийным рабочим органом очень близок к нормальному распределению. В средней части полосы рассева удобрений значительно больше, чем по краям. Это приводит к большой неравномерности рассева, что снижает эффективность использования минеральных и известковых удобрений.

Увеличение перекрытия смежных проходов разбрасывателя как с серийным так и экспериментальным рабочим органом улучшает равномерность распределения удобрений.

Перекрытие смежных проходов для экспериментальной установки на половину или более общей ширины захвата позволяет обеспечить равномерность распределения до $\pm 25\%$. Исследования показали, что увеличение рабочей скорости с 1,5 до 2,0 м/с на ширине захвата 8 м приводит к ухудшению равномерности распределения удобрений по поверхности поля. Дальнейшее увеличение рабочей скорости до 3 м/с приводит к улучше-

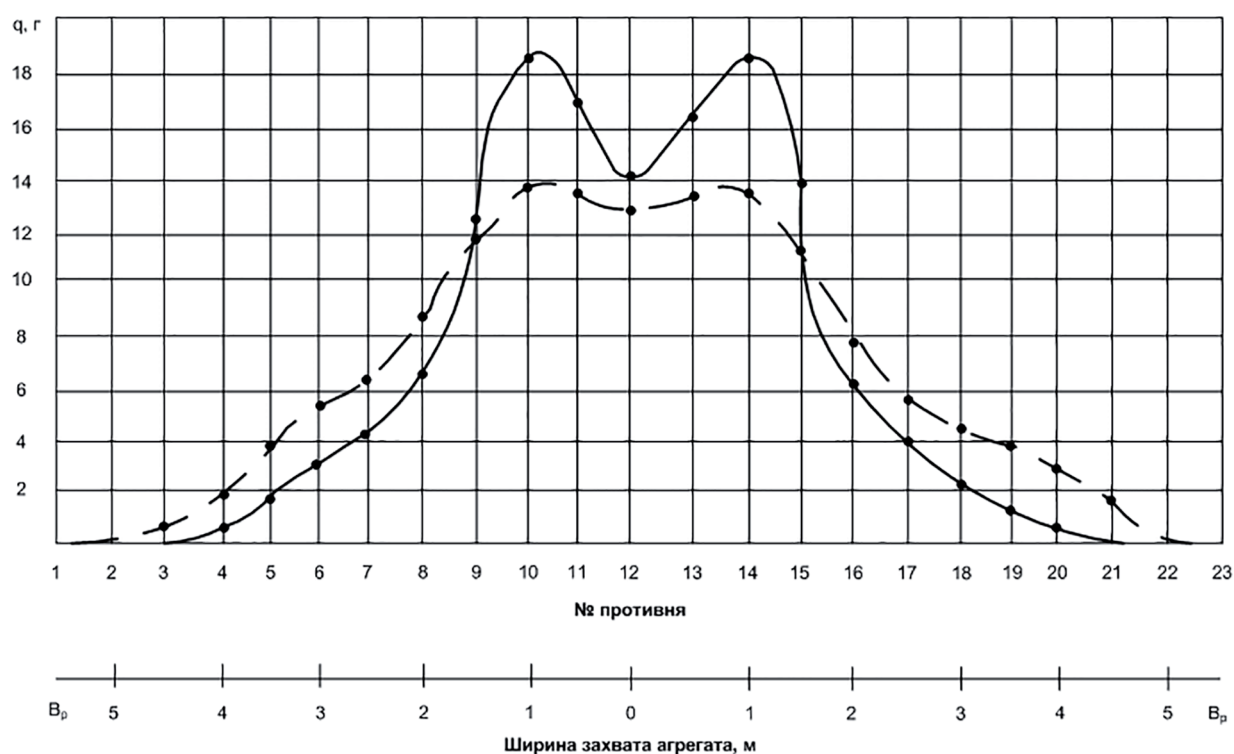


Рис. 2. Распределение известковых удобрений по ширине захвата агрегата

Наличие у пневмоцентробежного рабочего органа дифференцированной подачи приводит к перераспределению удобрений по рабочей ширине захвата. Это достигнуто за счет перераспределения удобрений со средней части полосы к краям и увеличения ширины разброса.

Эпюра распределения массы удобрений пневмоцентробежным рабочим органом имеет более выровненный характер, чем у серийного центробежного аппарата (рис. 1).

Таким образом, экспериментальный рабочий орган позволил увеличить ширину захвата с 6 до 10 м и уменьшить неравномерность распределения мелиорантов на общей ширине захвата с 45,0 до 25,0 %.

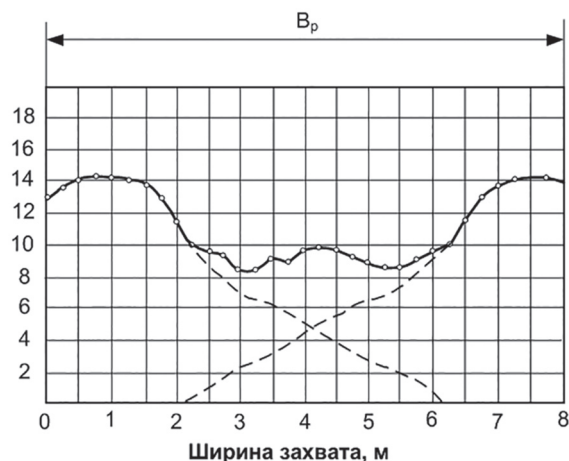


Рис. 3. Распределение известковых удобрений после смежных проходов агрегата

нию равномерности распределения удобрений. Такая зависимость характерна для разбрасывателя как серийного так и для экспериментального рабочего органа.

Вследствие этого, с учетом перекрытия смежных проходов машина МВУ-6, оборудованная пневмоцентробежным рабочим органом, обеспечивает необходимое качество внесения известковых удобрений $H = 24 \%$, при большей рабочей ширине захвата $B = 10$ м (рис. 3), чем машина, оборудованная серийными центробежными рабочим органом с $B = 6$ м.

Заключение

Наиболее полно возможности пневмомеханического центробежного рабочего органа выявляются при выполнении его конструкции по дисково-вентиляторному типу, которая предполагает крепление лопастей к нижней поверхности диска прикрытые кожухом и дифференцированную подачу воздушной струи под частицы мелиорантов, высеваемых на периферийные зоны рабочей ширины захвата.

Литература

1. Сергеев В.С., Солодухин Г.П. Результаты производственных исследований нового рабочего органа при внесении минеральных удобрений и известки // Повышение эффективности использования техники в сельском хозяйстве: сб. науч. тр. Вып. 62. Горки, 1979. С. 34–39.
2. Ларюхина Г.Г. Тенденция развития средств механизации для внесения удобрений: обзорная информация Госкомсельхозтехники СССР. М.: ЦНИИТЭИ, 1983. 34 с.
3. Шмонин В.А., Голиков А.И., Кузькина Т.И. Повышение эффективности использования машин для внесения минеральных удобрений и мелиорантов: обзорная информация. М.: ЦНИИТЭИ Автосельхозмаш, 1991. 34 с.
4. Седашкин А.Н., Костригин А.А., Драгунов А.В. Пневмомеханический центробежный разбрасыватель мелиорантов // Сельский механизатор. 2017. № 5. С. 12.
5. Седашкин А.Н., Даськин И.Н., Костригин А.А. Рабочий орган для разбрасывания минеральных удобрений на склонах: патент 131937 Российская Федерация, МПК A01C17/00. Патентообладатель ФГБОУВПО «Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева». № 2012154876; заявл. 18.12.2012; опубл. 10.09.2013, Бюл. № 25.
6. Седашкин А.Н., Костригин А.А., Даськин И.Н. Рациональные параметры рабочего органа для

внесения минеральных удобрений на склоне // Ресурсосберегающие экологически безопасные технологии производства и переработки сельскохозяйственной продукции: материалы IX Междунар. науч.-практ. конф., посвящ. 85-летию со дня рождения и памяти проф. С.А. Лапшина. Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2013. Ч. 2. С. 361–369.

References

1. Sergeev V.S., Soloduhin G.P. The results of industrial studies of a new working body when applying mineral fertilizers and lime. *Povyshenie effektivnosti ispol'zovaniya tekhniki v sel'skom hozyajstve: sb. nauch. tr. Vyp.62. Gorki, 1979, pp. 34–39 (in Russ.).*
2. Laryuhina G.G. Tendenciya razvitiya sredstv mekhanizatsii dlya vneseniya udobrenij: Obzornaya informatsiya Gos-komsel'hoztehniki SSSR [The Trend in the Development of Mechanization Means for Fertilizing: Overview of the USSR State Committee for Agriculture Engineering]. Moscow: CNIITEI Publ., 1983. 34 p.
3. SHmonin V.A., Golikov A.I., Kuz'kina T.I. *Povyshenie effektivnosti ispol'zovaniya mashin dlya vneseniya mineral'nyh udobrenij i meliorantov: obzornaya informatsiya* [Improving the efficiency of using mineral fertilizer and ameliorant spreaders: overview]. Moscow: CNIITEI Avtosel'hozmash Publ., 1991. 34 p.
4. Sedashkin A.N., Kostrigin A.A., Dragunov A.V. Pneumo-mechanical centrifugal reclaimer spreader. *Sel'skij mekhanizator. 2017. No 5, pp. 12 (in Russ.).*
5. Sedashkin A.N., Das'kin I.N., Kostrigin A.A. Pat. 131937 Rossijskaya Federaciya, MPK A01S17/00. *Rabochij organ dlya razbrasyvaniya mineral'nyh udobrenij na sklonah* [Working body for spreading mineral fertilizers on slopes]. Patentobladatel' FGBOUVPO «Mordovskij gosudarstvennyj universitet im. N.P. Ogareva». No 2012154876; zayavl. 18.12.2012; opubl. 10.09.2013, Byul. No 25.
6. Sedashkin A.N., Kostrigin A.A., Das'kin I.N. Rational parameters of the working body for applying mineral fertilizers on the slope. *Resursosberegayushchie ekologicheski bezopasnye tekhnologii proizvodstva i pererabotki sel'skohozyajstvennoj produkcii: materialy IX Mezhdunar. nauch.-prakt. konf., posvyashch. 85-letiyu so dnya rozhdeniya i pamyati prof. S.A. Lapshina* [Resource-saving environmentally friendly technologies for the production and processing of agricultural products: materials of the IX International scientific and practical conference to mark the 85th anniversary of the birth and memory of prof. Sergey A. Lapshin]. Saransk: Izd-vo Mordov. un-ta Publ., 2013. CH. 2, pp. 361–369 (in Russ.).

