



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Каминский В.Н.

ОТВЕТСТВЕННЫЙ РЕДАКТОР

Лепёшкин А.В.

Издается с февраля 1930 г.

3•2020

Выходит 6 раз в год

ISSN 0321-4443

DOI: 10.31992/0321-4443-2020-3

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

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
И ОБОРУДОВАНИЕENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES
AND EQUIPMENT**Андриянов С.М., Матвеев А.А.,
Никишин В.Н., Фардеев Л.И.**

Анализ влияния закрытой системы вентиляции картера на топливную экономичность двигателя с воспламенением от сжатия

**Andriyanov S.M., Matveyev A.A.,
Nikishin V.N., Fardeyev L.I.**

Analysis of the effect of a closed crankcase ventilation system on the fuel efficiency of a compression ignition engine

3

**Каминский В.Н., Каминский Р.В.,
Филиппов А.С., Титченко А.Ю.**

Преимущества расположения нейтрализатора до турбины агрегата наддува

**Kaminskiy V.N., Kaminskiy R.V., Filippov A.S.,
Titchenko A.Yu.**

Advantages of locating the converter before the turbine of the boost unit

10

НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

NEW MACHINES AND EQUIPMENT

Гоц А.Н., Гуськов В.Ф., Фомин В.М.

Оценка топливной экономичности автотракторных дизелей, работающих с отключением части цилиндров

Gots A.N., Guskov V.F., Fomin V.M.

Estimation of fuel efficiency of automobile and tractor diesel engines, operating with the shutdown of part of the cylinders

19

**Токарев И.В., Куваев А.Н., Дерепаскин А.И.,
Бобков С.И.**

Выбор системы дифференцированного внесения удобрений и результаты лабораторных испытаний в Северном Казахстане

**Tokarev I.V., Kuvayev A.N., Derepaskin A.I.,
Bobkov S.I.**

Selection of the optimal system of differentiated fertilizer application and the laboratory research results in Northern Kazakhstan

28

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

THEORY, DESIGN, TESTING

**Годжаев З.А., Гончаренко С.В., Артемов А.В.,
Прядкин В.И., Годжаев Т.З.**

Расчетно-экспериментальная оценка воздействия на почву шин сверхнизкого давления мобильных энергосредств

**Godzhaev Z.A., Goncharenko S.V., Artemov A.V.,
Pryadkin V.I., Godzhaev T.Z.**

Computational and experimental assessment of the influence of ultra-low pressure tires of mobile power equipment on soil

35

Ахметов А.А., Камбаров Б.А., Камбарова Д.У.

Повышение маневренности четырехколесного трактора

Akhmetov A.A., Kambarov B.A., Kambarova D.U.

The increase of four-wheel tractor maneuverability

48

**Чернышев В.В., Гончаров А.А., Калинин Я.В.,
Арыканцев В.В., Аль-Думайни О.А.**

Закономерности контактного взаимодействия малоразмерных опорных элементов шагающих машин со слабонесущими грунтами

**Chernyshev V.V., Goncharov A.A., Kalinin Ya.V.,
Arykantsev V.V., Al-Dumaini O.A.**

Regularities of contact interaction of small-sized supporting elements of walking machines with weakly bearing soils

54

КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ

QUALITY, RELIABILITY

Поляков Г.Н., Шуханов С.Н.

Результаты исследования сепаратора измельченного вороха зерновых культур

Polyakov G.N., Shukhanov S.N.

Results of the study of the separator chopped heap of crops

62

ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ
И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВАECONOMICS, ORGANIZATION
AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING**Дорохов А.С., Сибирев А.В., Аксенов А.Г.**

Разработка показателей комплексной оценки интеллектуализации машинного производства овощных культур

Dorokhov A.S., Sibirev A.V., Aksenov A.G.

Development of indicators for a comprehensive assessment of the intellectualization of machine production of vegetable crops

68

Зинцов А.Н.

О взаимном расположении ленты растений льна-долгунца и очесывающего аппарата при раздельной уборке

Zintsov A.N.

The relative position of the flax plant strip and stripping apparatus during separate cleaning

75

Кокиева Г.Е., Войнаш С.А.

Развитие технологии внесения удобрений и структура парка машин

Kokiyeva G.E., Voynash S.A.

The development of fertilizer application technology and the structure of the fleet

81

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

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

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

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

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ЗАКРЫТОЙ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ КАРТЕРА НА ТОПЛИВНУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ

ANALYSIS OF THE EFFECT OF A CLOSED CRANKCASE VENTILATION SYSTEM ON THE FUEL EFFICIENCY OF A COMPRESSION IGNITION ENGINE

С.М. АНДРИЯНОВ^{1,2}
А.А. МАТВЕЕВ^{1,2}
В.Н. НИКИШИН¹, д.т.н.
Л.И. ФАРДЕЕВ²

¹ Набережночелнинский институт Казанского
федерального университета, Набережные Челны,
Россия

² Научно-технический центр ПАО «КАМАЗ»,
Набережные Челны, Россия, z-sergei-z@mail.ru

S.M. ANDRIYANOV^{1,2}
A.A. MATVEYEV^{1,2}
V.N. NIKISHIN¹, DSc in Engineering
L.I. FARDEYEV²

¹ Naberezhnye Chelny Institute of Kazan Federal University,
Naberezhnye Chelny, Russia

² Scientific and Engineering Center of KAMAZ Group,
Naberezhnye Chelny, Russia, z-sergei-z@mail.ru

В статье представлена актуальная информация в части анализа влияния перепуска картерных газов из системы вентиляции картера во впускной коллектор высокофорсированного двигателя с воспламенением от сжатия с турбонаддувом. Представлена информация по прорыву картерных газов в картерное пространство через цилиндропоршневую группу. Имеются данные о типах исполнения систем вентиляции картера двигателей, представлены их особенности и влияние на окружающую среду. Приведены государственные стандарты и международные нормы по разработке и требованиям к закрытым и открытым системам вентиляции картерного пространства. Раскрывается необходимость оценки рабочего процесса двигателя при разработке закрытой системы вентиляции картерного пространства. Проведена разработка и верификация математической модели рабочего процесса двигателя с закрытой системой вентиляции. Достоверность математической модели подтверждается максимальным отклонением до 1 % от результатов натурных испытаний двигателя по удельному расходу топлива, максимальному давлению сгорания и расходу картерных газов. Расписано описание методики расчетного исследования и элементов расчетной термодинамической модели двигателя с закрытой и открытой системой вентиляции картера. Проведен анализ расчетного исследования и сравнения двух исполнений системы вентиляции двигателя при прочих равных условиях. Показано влияние открытой и закрытой системы вентиляции на эффективные показатели двигателя по удельному расходу топлива и максимальному давлению сгорания. Имеются данные, которые подтверждают, что подача КГ во впускной коллектор ухудшает топливную экономичность двигателя, особенно на низких режимах работы, и разница может достигать до 1 г/кВт·ч.

Ключевые слова: автомобильный двигатель, система вентиляции картера, термодинамическая модель, эффективные показатели, топливная экономичность.

This article provides relevant information regarding the analysis of the effect of crankcase gas bypass from the crankcase ventilation system into the intake manifold of a highly boosted compression-ignition engine with turbocharging. The information on the breakthrough of crankcase gases into the crankcase through a cylinder-piston group is provided. The data on the types of execution of crankcase ventilation systems, their features and environmental impact are presented. State standards and international standards for the development and requirements for closed and open crankcase ventilation systems are shown. The article reveals the need to evaluate the engine workflow when developing a closed crankcase ventilation system. The development and verification of a mathematical model of the engine workflow with a closed ventilation system was carried out. The reliability of the mathematical model is confirmed by a maximum deviation of up to 1 % from the results of full-scale engine tests, in terms of specific fuel consumption, maximum combustion pressure and crankcase gas consumption. A description of the methodology of the design study and the elements of the design of thermodynamic model of the engine with a closed and open crankcase ventilation system is described. An analysis of the design study and comparison of two versions of the engine ventilation system is made. The influence of an open and closed ventilation system on the effective engine performance in terms of specific fuel consumption and maximum combustion pressure is presented. There is evidence that confirms that the supply of crankcase gases to the intake manifold impairs the fuel economy of the engine, especially at low operating modes, and the difference can go up to 1 g/kWh.

Keywords: vehicle engine, crankcase ventilation system, thermodynamic model, effective performance, fuel economy.

Введение

В процессе сгорания топлива в двигателе часть продуктов сгорания проникает через зазор между поршнем и цилиндром, направляющей клапана и попадают в картер двигателя, где смешивается с масляным туманом, превращаясь в картерные газы (КГ). Во избежание возникновения в картерном пространстве (КП) значительного избыточного давления, отрицательно влияющего на герметичность уплотнений в двигателе, КГ выводятся в атмосферу в случае открытой системы вентиляции картера (ОСВК) или поступают на вход в турбокомпрессор – при закрытой системе вентиляции картера (ЗСВК) [1]. Обычно применяют ЗСВК для исключения уноса вредных веществ в окружающую среду.

Современные тенденции в двигателестроении направлены на повышение топливной экономичности и достижения перспективных экологических норм, что, в свою очередь, ведет к обязательным требованиям, которые влияют на облик самих дизелей [2]. В частности, это введение новых конструктивных элементов, реализующих тот или иной способ снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами двигателей. Последнее касается и систем вентиляции картерных газов. Например, ГОСТ Р 51998-2002 «Дизели автомобилей транспортных средств. Общие технические условия» требует применения в конструкции двигателей с воспламенением от сжатия ЗСВК.

Необходимо отметить негативное последствие применения ОСВК на двигателях, разработанных и приспособленных для работы в закрытых помещениях, в машинных отделениях кораблей, автомобилях специального назначения, двигателей-генераторов электроэнергии в больницах, теплицах и т.д. В этом случае КГ не только загрязняют воздух, но и покрывают масляной пленкой все поверхности помещения.

При разработке систем вентиляции картера в отечественной и зарубежной практике все большее распространение получают методы компьютерного моделирования, т.к. проектирование и доводка современных двигателей невозможны без проведения математического моделирования и компьютерной оптимизации [3]. Данный факт все более актуален с ужесточением экологических норм и требований к топливной экономичности.

Цель исследований

Разработка и верификация термодинамической модели рабочего процесса двигателя с ЗСВК. Анализ влияния ЗСВК и ОСВК на основные эффективные показатели двигателя, в частности улучшения топливной экономичности.

Материалы и методы

Термодинамические расчетные исследования

Разработка математической 1D-модели рабочего процесса двигателя Р6 ЧН 13/15 мощностью 550 л.с. (далее – двигатель Р6) с одноступенчатой системой наддува, охладителем наддувочного воздуха типа «воздух – воздух» и расчетные исследования выполнялись с использованием лицензионного программного обеспечения – ПО AVL BOOST.

Программный продукт AVL BOOST использует 0-мерную постановку, т.е. в цилиндре, в силу его компактности, пренебрегают разницей давлений по объему. Это допущение существенно упрощает расчет и не вносит заметных погрешностей в результаты. Цилиндр рассматривается как открытая термодинамическая система или как сочетание нескольких систем. Поле скоростей не рассматривается, давление и температуру внутри каждой термодинамической системы считают не зависящими от координат, а зависящими от времени (угла поворота коленчатого вала). При выполнении теплового расчета в ПО AVL BOOST основным источником информации являются официальная документация и примеры выполнения задач, которые расположены в директории установки ПО.

Характеристики и геометрические параметры двигателя Р6:

- диаметр цилиндра $D = 130$ мм;
- ход поршня $S = 150$ мм;
- степень сжатия $\epsilon = 17,5$;
- эффективность ОНВ $\eta = 92$ %;
- номинальная мощность $N_e = 404$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n_{ном} = 1900$ мин⁻¹;
- максимальный крутящий момент $M_e = 2550$ Н·м при частоте вращения коленчатого вала от $n_M = 900$ –1400 мин⁻¹.

Для разработки точной расчетной модели использовалась реальная CAD-модель двигателя Р6. С использованием возможностей, предоставляемых ПО AVL BOOST, в модель поочередно загружались подготовленные

и предварительно извлеченные в формате STL внутренние объемы всех газодинамических каналов, патрубков и коллекторов двигателя.

Была разработана и верифицирована математическая модель рабочего процесса базового двигателя Р6 по результатам испытаний на площадке НТЦ ПАО «КАМАЗ».

По результатам верификации математической модели двигателя Р6 была проведена работа по подбору эффективного зазора КГ (*Effective Blow By Gap*) от 0,0012 до 0,0014 мм (зазор «поршень – гильза», используемый в математической модели прорыва КГ) для каждого исследуемого режима работы двигателя Р6 (см. табл. 1) с целью наиболее точной верификации расхода КГ и максимального давления в сгорании в цилиндре (P_z) (см. табл. 2). Действительный геометрический зазор «поршень – гильза» в горячем состоянии для автомобильных дизелей задается на основании опытных данных в интервале 0,04...0,08 мм [4]. Давление КГ в КП также являлось исходной величиной для достоверной верификации математической модели

(см. табл. 1). Расчеты проводились при частоте вращения коленчатого вала двигателя Р6 1900/1400/1200/1100/900 мин⁻¹.

Стоит отметить, что давление КГ как следует из табл. 1 чуть выше атмосферного на момент проведения испытаний на всех режимах работы двигателя. Это наглядно доказывает эффективную работу ЗСВК в части поддержания должного работоспособного давления в КП и оптимальной работы уплотнений [5].

Данные, представленные в табл. 2, показывают разницу по расходу КГ и максимальному давлению сгорания P_z . Стоит отметить, что разница в расчетных и экспериментальных значениях не превышает 1 %. Это говорит о хорошей верификации базовой модели двигателя.

Для реализации перепуска КГ во впускную систему через турбокомпрессор было принято решение ввести третью системную границу (позиция 8, рис. 1). В связи с тем, что третья системная граница может функционировать только с объемными моделями, было принято решение организовать перепуск КГ не через

Таблица 1

Исходные данные по поршневому зазору и давлению КГ базового двигателя

Частота вращения кол. вала n_e , мин ⁻¹	Эффективный зазор КГ, мм	Атмосферное давление, бар	Давление КГ, бар
1900	0,00140	0,995	1,005
1400	0,00135		1,003
1200	0,00138		1,002
1100	0,00131		1,000
900	0,00122	0,994	0,998

Таблица 2

Значения расхода КГ и P_z базового двигателя с ЗСВК

Частота вращения кол. вала n_e , мин ⁻¹	Расход КГ		Погрешность расчета, %
	Испытания, л/мин	Расчет, л/мин	
1900	114,3	113,6	0,6
1400	119,8	120,4	-0,5
1200	117,4	118,0	-0,5
1100	102,1	102,7	-0,6
900	82,4	82,4	-0,1
Максимальное давление сгорания P_z , бар			
1900	214,1	214,4	-0,1
1400	233,7	233,8	-0,1
1200	234,6	235,1	-0,2
1100	221,4	223,6	-0,9
900	210,7	210,0	0,3

турбокомпрессор (как реализовано в базовом двигателе Р6), а сразу во впускной коллектор двигателя Р6.

Расчетная модель двигателя Р6 с ЗСВК представлена на рис. 1.

Для учета изменения количества КГ, в результате изменения рабочего процесса, был введен элемент «интерпретатор формул» (позиция 7, рис. 1), в котором просуммированы расходы КГ, поступающие в КП, двигателя Р6 для каждого цилиндра и поданные обратно во впускной коллектор через ЗСВК.

Температура КГ в связи с отсутствием действительных значений принималась равной 100 °С на всех режимах работы двигателя. Стоит отметить, что с учетом принятых допущений проведенной верификации математическая модель достаточно точно описывает рабочий процесс двигателя Р6 (доля погрешности равна 1 %).

Математическая модель рабочего процесса двигателя Р6 с ОСВК

Далее также при помощи ПО AVL BOOST была разработана расчетная модель двигателя Р6 с ОСВК (рис. 2). Отличие расчетной модели ОСВК от расчетной модели ЗСВК является отсутствие позиции 9 – ЗСВК, остальные компоненты идентичны рис. 1. КГ, поступающие из цилиндров двигателя Р6 через направляющие клапанов и цилиндропоршневую группу, отводятся в атмосферу через ОСВК.

Расчетная модель двигателя Р6 с ОСВК представлена на рис. 2.

Результаты и обсуждение

Результаты расчетного анализа двигателя Р6 с ЗСВК и ОСВК представлены в табл. 3, 4 и на рис. 3–5.

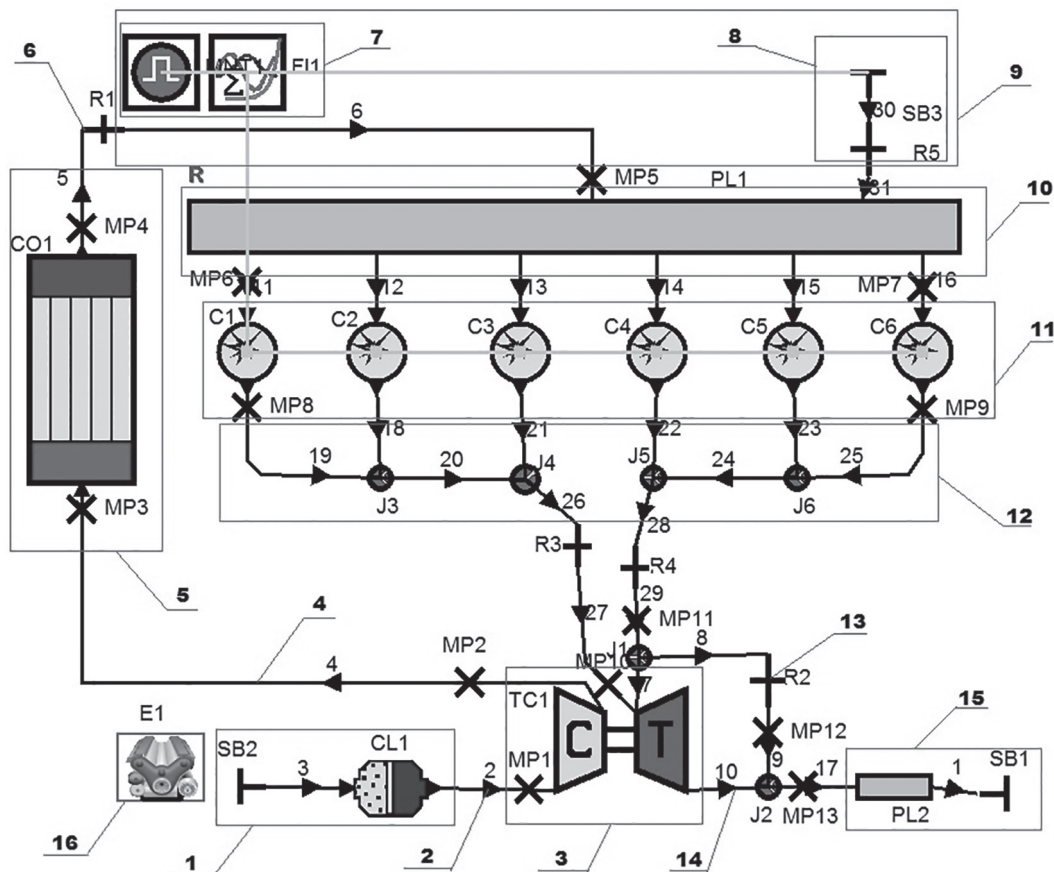


Рис. 1. Расчетная модель двигателя Р6 с ЗСВК:

- 1 – воздушный фильтр, 2, 4, 6, 14 – трубопровод, 3 – турбокомпрессор; 5 – охладитель наддувочного воздуха; 7 – элемент «интерпретатор формул»; 8 – третья системная граница; 9 – ЗСВК;
- 10 – впускной коллектор; 11 – цилиндры двигателя; 12 – выпускной коллектор;
- 13 – перепускной клапан; 15 – глушитель; 16 – данные по двигателю

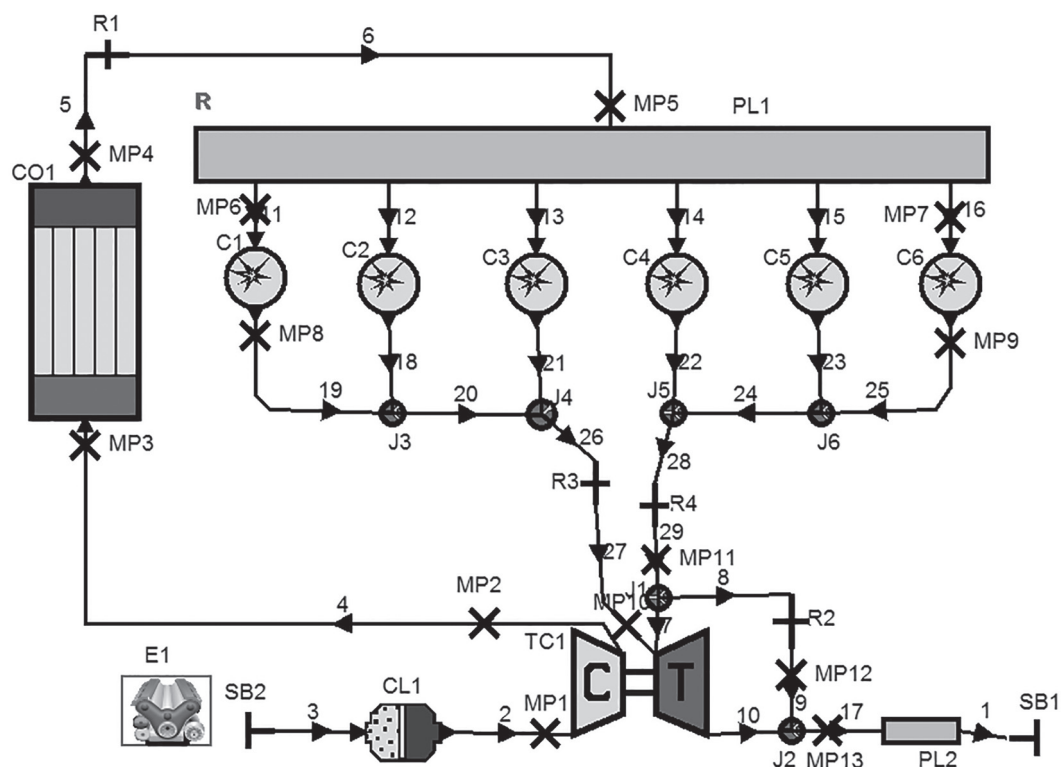


Рис. 2. Расчетная модель двигателя Р6 с ОСВК

Таблица 3

Отношение расхода КГ к расходу воздуха

ЗСВК		ОСВК		Отношение		Обороты кол. вала n_e мин ⁻¹
Расход воздуха л/мин	Расход КГ л/мин	Расход воздуха л/мин	Расход КГ л/мин	ЗСВК	ОСВК	
				%		
7623,5	113,6	7661,6	112,2	1,5	1,5	1900
6397,0	120,4	6527,0	119,8	1,9	1,8	1400
5283,6	118,0	5419,3	117,5	2,2	2,2	1200
4448,8	102,7	4561,3	102,2	2,3	2,2	1100
3065,1	82,4	3154,5	81,9	2,7	2,6	900

Таблица 4

Основные эффективные показатели двигателя Р6 в зависимости от исполнения СВК

Обороты кол. вала n_e , мин ⁻¹	ОСВК		ЗСВК	
	g_e , г/кВт·ч	P_z , бар	g_e , г/кВт·ч	P_z , бар
1900	195,0	211,3	195,1	214,1
1400	183,1	231,7	183,6	233,7
1200	180,4	232,7	181,0	234,6
1100	182,0	219,4	182,7	221,4
900	191,4	208,9	192,4	210,7

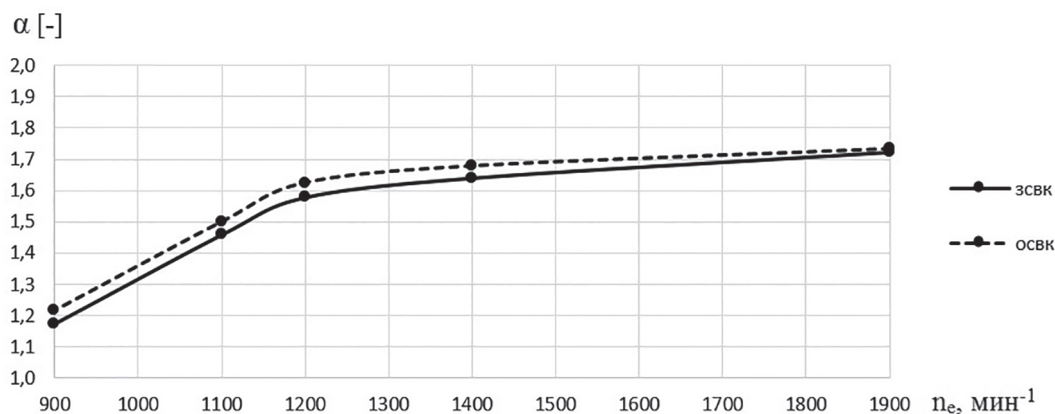


Рис. 3. Зависимость коэффициента избытка воздуха α от частоты вращения коленчатого вала n_e двигателя Р6

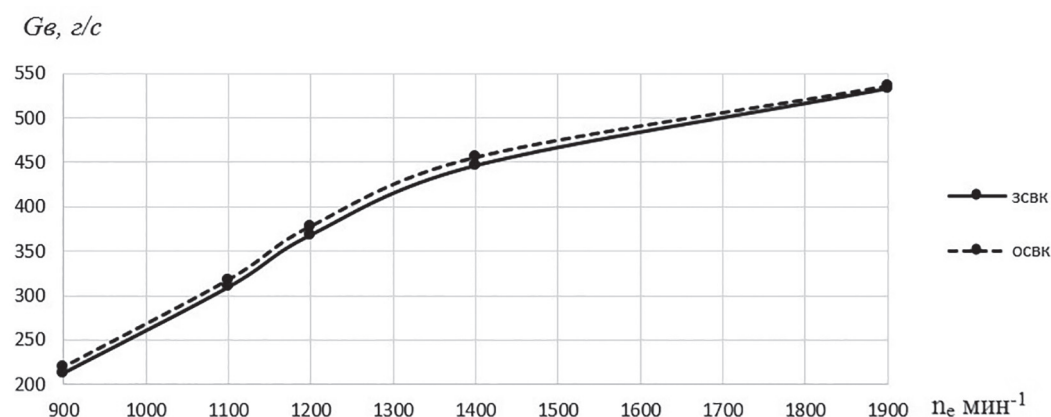


Рис. 4. Зависимость расхода воздуха G_v от частоты вращения коленчатого вала n_e двигателя Р6

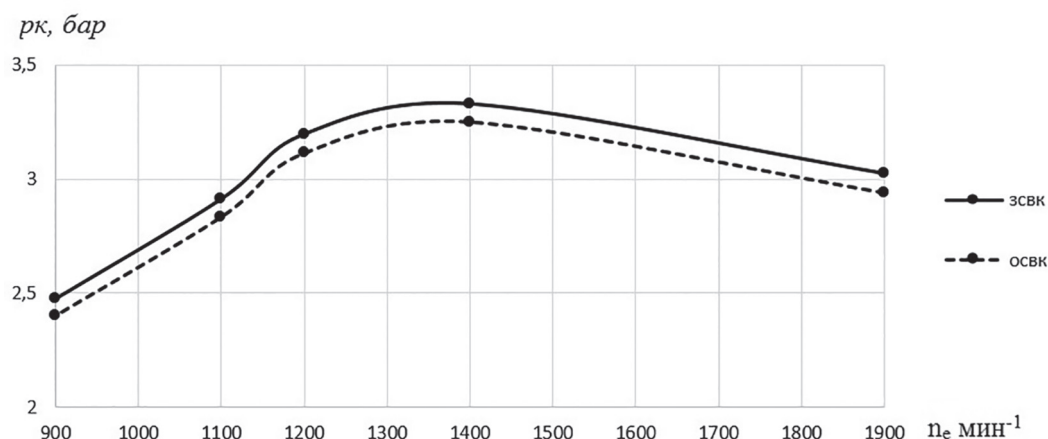


Рис. 5. Зависимость давления наддува p_k от частоты вращения коленчатого вала n_e двигателя Р6

Выводы

Была разработана и верифицирована термодинамическая модель двигателя Р6 с ЗСВК. Достоверность математической модели подтверждается максимальным отклонением до 1 % от результатов натурных испытаний двигателя Р6 по удельному расходу топлива, максимальному давлению сгорания и расходу КГ.

На основании проведенного термодинамического анализа двигателя Р6 стоит отметить следующее:

- подача КГ во впускной коллектор ухудшает топливную экономичность двигателя, особенно на низких режимах работы, и разница может достигать до 1 г/кВт·ч;
- при увеличении расхода КГ снижается отношение количества КГ к количеству воздуха

поступающего из атмосферы; наибольшее значение составляет 2,7 % при 900 мин⁻¹;

– подача КГ во впускной коллектор двигателя влияет на подогрев рабочего тела, тем самым повышая максимальную температуру сгорания, что в свою очередь ведет к увеличению максимального давления сгорания на 3...4 бара, а также, как следствие, должно сказаться на повышении выбросов вредных веществ: оксидов азота NO_x и оксидов углерода CO.

Литература

1. Гаврилов А.А., Морозов В.В., Сысоев С.Н. О расходе картерных газов быстроходных дизелей // Современные проблемы науки и образования. 2012. № 4. URL: <https://www.science-education.ru/ru/article/view?id=6486> (дата обращения 04.02.2020).
2. Азаров В.К. Разработка комплексной методики исследований и оценки экологической безопасности и энергоэффективности автомобилей: дис. ... канд. техн. наук. М., 2014. 137 с.
3. Волков М.Ю. Совершенствование системы вентиляции картера двухцилиндрового дизеля: автореф. дис. канд. техн. наук по энергетическому, металлургическому и химическому машиностроению, 05.04.02. В., 2008. 17 с.
4. Никишин В.Н. Формирование и обеспечение качества автомобильного дизеля. Часть I. Набережные Челны: Изд-во Камской госуд. инж.-экон. акад., 2006. 456 с.
5. Николаев Е.В. Совершенствование технологии диагностирования цилиндропоршневой группы дизельного двигателя по параметрам картерных газов: автореф. дис. канд. техн. наук по технологии и средствам технического обслуживания в сельском хозяйстве, 05.20.03. М., 2013. 17 с.

References

1. Gavrilov A.A., Morozov V.V., Sysoyev S.N. The consumption of crankcase gases of high-speed diesel engines. *Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya*. 2012. No 4. (in Russ.); URL: <https://www.science-education.ru/ru/article/view?id=6486> (accessed: 04.02.2020).
2. Azarov V.K. *Razrabotka kompleksnoy metodiki issledovaniy i otsenki ekologicheskoy bezopasnosti i energoeffektivnosti avtomobiley: dis. ... kand, tekhn. nauk* [Development of a comprehensive methodology for research and assessment of environmental safety and energy efficiency of automobiles: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Moscow, 2014. 137 p.
3. Volkov M.Yu. *Sovershenstvovaniye sistemy ventilyatsii kartera dvukhtsilindrovogo dizelya: avtoreferat dissertatsii po energeticheskomu, metallurgicheskemu i khimicheskemu mashinostroyeniyu, dis. ... kand. tekhn. nauk* [Improving the crankcase ventilation system of a two-cylinder diesel engine: an abstract of a dissertation on energy, metallurgical and chemical engineering: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)], 05.04.02. V., 2008. 17 p.
4. Nikishin V.N. *Formirovaniye i obespecheniye kachestva avtomobil'nogo dizelya* [Formation and assurance of quality of automotive diesel engine]. Chast' I. Naberezhnyye Chelny: Izd-vo Kamskoy gosud. inzh.-ekon. akad. Publ., 2006. 456 p.
5. Nikolayev Ye.V. *Sovershenstvovaniye tekhnologii diagnostirovaniya tsilindroporshnevoy gruppy dizel'nogo dvigatelya po parametram karternykh gazov: avtoreferat dissertatsii po tekhnologii i sredstvam tekhnicheskogo obsluzhivaniya v sel'skom khozyaystve* [Improving the technology for diagnosing a cylinder-piston group of a diesel engine by crankcase gas parameters: Abstract to Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)], 05.20.03. dis. ... kand, tekhn. nauk. Moscow, 2013. 17 p.

ПРЕИМУЩЕСТВА РАСПОЛОЖЕНИЯ НЕЙТРАЛИЗАТОРА ДО ТУРБИНЫ АГРЕГАТА НАДДУВА

ADVANTAGES OF LOCATING THE CONVERTER BEFORE THE TURBINE OF THE BOOST UNIT

В.Н. КАМИНСКИЙ^{1,2}, Д.Т.Н.
Р.В. КАМИНСКИЙ^{1,2}, К.Т.Н.
А.С. ФИЛИПОВ^{1,2}
А.Ю. ТИТЧЕНКО^{1,2}

¹ Московский политехнический университет, Москва, Россия

² АО «НПО «Турботехника», Протвино, Россия, turbo@kamturbo.ru

V.N. KAMINSKIY^{1,2}, DSc in Engineering
R.V. KAMINSKIY^{1,2}, PhD in Engineering
A.S. FILIPPOV^{1,2}
A.YU. TITCHENKO^{1,2}

¹ Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

² JSC «Scientific and Production Alliance “Turbotekhnika”», Protvino, Russia, turbo@kamturbo.ru

В статье рассматриваются принципы работы каталитической системы нейтрализации, расположенной в выпускном тракте до турбины агрегата наддува дизеля или газового двигателя. Важными преимуществами такой системы являются высокая эффективность снижения выбросов вредных веществ в широком диапазоне нагрузок и возможность использования тепловой энергии каталитических реакций в рабочем цикле комбинированного двигателя. Благодаря повышению эффективности нейтрализации также появляется возможность применения каталитических реакторов с меньшим объемом активной зоны.

В АО «НПО «Турботехника» начаты работы по экспериментальному исследованию новой схемы расположения системы нейтрализации. Выполнение работы преследует цель определения возможности регулирования мощности турбины с помощью теплового потока системы нейтрализации. Для получения необходимого теплового эффекта предложено использование подачи дополнительного (вторичного) топлива на вход каталитического нейтрализатора. Окисление вторичного топлива обеспечивается наличием свободного кислорода в отработавших газах двигателей при сгорании бедных смесей. Дополнительное регулирование мощности турбины призвано устранить известные проблемы одноступенчатого газотурбинного наддува: недостаток располагаемой энергии отработавших газов в области низких частот вращения и задержку реакции на переходные режимы. В статье приведены результаты экспериментального исследования прототипа нейтрализатора в составе двигателя на моторном стенде. Было получено подтверждение возможности дополнительного управления турбиной. В результате проведенных исследований и испытаний определены особенности новой конструкции системы нейтрализации, предусматривающей объединение нейтрализатора с турбокомпрессором в едином модуле. Предложено разместить сотовый тороидальный каталитический блок в полости перед улиткой турбины.

Ключевые слова: оксиды азота, нейтрализация отработавших газов, нейтрализатор, катализатор перед турбиной.

The article discusses the principles of operation of the catalytic neutralization system located in the exhaust path to the turbine of the diesel boost unit or gas engine. The important advantages of such a system are the high efficiency of reducing emissions of harmful substances in a wide range of loads and the possibility of using thermal energy of catalytic reactions in the operating cycle of a hybrid engine. Due to the increased neutralization efficiency, it is also possible to use catalytic reactors with a smaller core volume. The work on an experimental study of a new arrangement of the neutralization system was started in JSC “Scientific and Production Alliance “Turbotekhnika”. The work is aimed at determining the possibility of regulating the power of the turbine using the heat flux of the neutralization system. To obtain the necessary thermal effect, it is proposed to use the supply of additional (secondary) fuel to the input of the catalytic converter. The oxidation of secondary fuel is provided by the presence of free oxygen in the exhaust gases of the engines during the combustion of lean mixtures. An additional regulation of the turbine power is designed to eliminate the known problems of a single-stage gas turbine pressurization, which is the lack of available exhaust energy in the low-speed region and the delay in the reaction to transient modes. The article presents the results of an experimental study of a prototype converter as part of an engine on a motor test bench. Confirmation of the possibility of additional control of the turbine was received. As a result of the research and testing, the features of the new design of the neutralization system, which provides for the combination of a converter with a turbocompressor in a single module, are identified. It is proposed to place a cellular toroidal catalytic unit in the cavity in front of the turbine coil.

Keywords: nitrogen oxides, exhaust gas aftertreatment, pre-turbine catalyst.

Введение

Авторы считают, что в ближайшие годы произойдет ужесточение законодательных требований по ограничению выбросов вредных веществ двигателей внедорожной техники и генераторных установок. Такая техника использует двигатели со сгоранием бедных смесей – дизели и газовые двигатели. Вслед за развитием нормирования выбросов транспортных машин непременно последует внедрение соответствующих поправок к стандартам для тракторов, строительных и сельскохозяйственных машин, энергоцентров. Данный процесс потянет за собой разработку и освоение производства систем нейтрализации отработавших газов.

Специфика конструкций сельскохозяйственных машин и генераторных установок не позволяет провести простую и быструю адаптацию автомобильных систем под новые требования по причине использования совершенно иных компоновочных решений по размещению агрегатов. Также иными являются рабочие наборы режимов двигателей. Часто внедрение нейтрализаторов в конструкцию системы выпуска двигателя сопровождается заметным увеличением расхода топлива и снижением эффективной мощности. Поэтому до сих пор актуален процесс совершенствования систем нейтрализации для достижения минимального влияния на экономические и динамические параметры двигателей. Возможным направлением совершенствования является применение новой схемы расположения каталитической системы в системе выпуска отработавших газов – до турбины агрегата наддува. Эта схема позволяет минимизировать потери и расширить рабочий диапазон активной нейтрализации вредных веществ, используя высокие уровни температуры и давления. В дополнение к указанным преимуществам данная схема позволяет полнее реализовать потенциал неиспользованного в сгорании кислорода для еще большей интенсификации процессов нейтрализации вредных веществ и передачи энергии экзотермических каталитических реакций на рабочее колесо турбины. Последнее обстоятельство является существенным с точки зрения сокращения потерь тепловой энергии.

Цель исследований

Подтверждение преимуществ РТС в части возможности дополнительного управления

турбиной посредством регулирования теплового потока каталитической системы.

Материалы и методы

В последнее десятилетие появился ряд исследований по моделированию параметров нейтрализаторов отработавших газов с нестандартным расположением в системе выпуска. Авторы работ представляют ведущие компании отрасли: Emitec, FEV, Umicore Catalysis. Также в исследования принимают участие Политехнический университет Валенсии и Технологический институт Карлсруэ [1]. Новый тип систем нейтрализации, обозначаемый в технических изданиях как РТС – Pre-Turbine Catalyst, обеспечивает несколько преимуществ перед существующими схемами. Во-первых, все выгоды расположения нейтрализаторов перед турбиной объясняются более высокими температурами потока – в среднем на 100–150 °С. При этом обеспечивается более быстрый прогрев нейтрализатора до рабочей температуры 200–250 °С и поддержание необходимой температуры при малых нагрузках двигателя – на 25 % меньших, чем в классической системе. Во-вторых, высокие значения температуры и давления способствуют протеканию эффективного процесса каталитического преобразования вредных веществ, благодаря чему появляются возможности уменьшить объем нейтрализатора на 40 % или уменьшить его загрузку металлами платиновой группы. В-третьих, при определенных сочетаниях скорости и плотности потока, а также вследствие сокращения объема нейтрализатора уменьшается гидравлическое сопротивление его проточной части, что дает преимущество в расходе топлива до 1 %. Четвертое преимущество заключается в снижении воздействия дисперсных частиц на рабочее колесо турбины вследствие эффекта выгорания частиц на катализаторе при высоких температурах.

Компании Emitec и FEV изготовили несколько прототипов нейтрализаторов с металлическим носителем в виде вставок во входной канал турбинной части агрегата наддува [2]. Опираясь на результаты испытаний прототипов, компании рекомендуют применять схему РТС на дизелях большой размерности с относительно медленными переходными режимами. Наибольший эффект снижения занимаемого объема РТС достигается именно на больших дизелях локомотивов, судов и стационарных

генераторных установок [3]. Все упомянутые компании считают перспективными работы по варианту с установкой всего химического комплекса перед турбиной: окислительного, восстановительного катализаторов и сажевого фильтра [4]. Umicore Catalysis уже серийно выпускает РТС для судовых дизелей большой размерности.

АО «НПО «Турботехника» провела собственные исследования возможности применения нейтрализатора РТС в зоне повышенных температур и возможности согласования работы РТС с работой турбины агрегата наддува. Накопленный опыт разработки турбокомпрессоров (в частности, турбокомпрессоров с радиальной турбиной (ТКР)) позволил рассмотреть все особенности работы РТС – ТКР как единого комплекса. Недавно в компании были проведены большие работы по исследованию метода улучшения характеристик автомобильного двигателя при помощи агрегата наддува с обратимой электрической машиной [5]. Метод позволил устранить основные недостатки одноступенчатого газотурбинного наддува:

- дефицит энергии отработавших газов, необходимой для передачи компрессору в области режимов работы с частотами от n_{xx} (холодного хода) до n_{Mmax} (левая граница максимального крутящего момента);

- запаздывание реакции ТКР на изменение нагрузки двигателя.

Применение РТС совместно с агрегатом наддува также направлено на устранение указанных недостатков, только вместо дополнительной электрической энергии предлагается использовать тепловую энергию каталитических реакций нейтрализатора отработавших газов.

Процесс сгорания в дизеле протекает при большом избытке воздуха. Например, на режимах испытательного цикла ESC средние значения коэффициента избытка воздуха современного дизеля находятся в пределах 1,5–2,5. Большинство газовых двигателей также работают на бедных смесях. При использовании РТС, благодаря присутствию свободного кислорода – от 6 до 19 % [6], появляется возможность окисления дополнительного топлива в присутствии катализатора для регулирования температуры на входе в турбину агрегата наддува. Конечно, некоторый тепловой эффект привносит процесс доокисления несгоревших углеводородов топлива. Следует иметь в виду,

что на всех режимах через системы двигателя прокачивается избыточное количество воздуха, преодолевающее местные сопротивления – воздушный фильтр, охладитель наддувочного воздуха, распределительные каналы трубопроводов, каналы клапанов и т.д. Для современного высокооборотного дизеля суммарная мощность прокачки избыточного потока может достигать значительной величины.

Возможно ли компенсировать эти издержки при использовании свободного кислорода в каталитическом окислении дополнительного топлива за камерой сгорания двигателя? Анализ термодинамического цикла такого двигателя показывает, что преимущества в величине термического КПД нет.

Известны две разновидности термодинамического цикла комбинированного двигателя: цикл с импульсной турбиной и цикл с турбиной постоянного давления. Очевидно, что при размещении каталитической системы до турбины агрегата наддува комбинированный двигатель будет работать по циклу с турбиной постоянного давления (рис. 1).

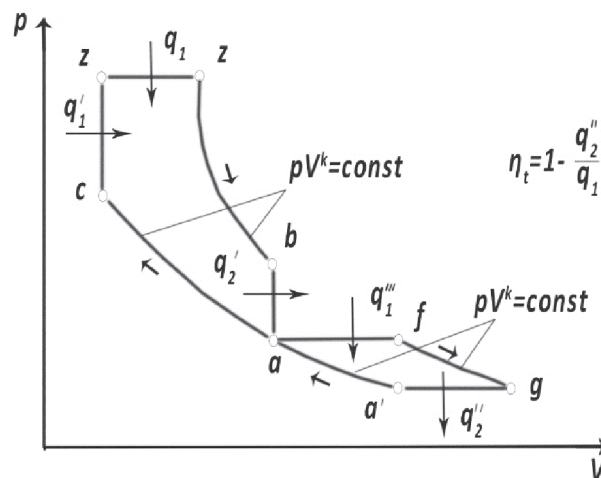


Рис. 1. Термодинамический цикл комбинированного двигателя с постоянным давлением перед турбиной в координатах $P-V$ [7]

Два контура, определяющих состояния рабочего тела, соответствуют частям цикла в поршневой и лопаточной машинах. Первый контур представляет собой термодинамический цикл Тринклера, второй контур – цикл Брайтона. Теплота q_2' , отведенная от поршневой машины, передается турбине в виде теплоты q_1'' :

$$q_2' = q_1''.$$

Термический КПД такого цикла [7]:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2''}{q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_o^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)},$$

где q_1 – подведенная теплота; q_2'' – отводимая теплота; k – показатель степени адиабатических процессов $PV^k = \text{const}$; $\varepsilon_o = \varepsilon \varepsilon_k$ – общая степень сжатия; $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ – степень сжатия в цилиндре двигателя; $\varepsilon_k = \frac{V_{a'}}{V_a}$ – степень сжатия в компрессоре; $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ – степень повышения давления; $\rho = \frac{V_z}{V_{z'}}$ – степень предварительного расширения.

В случае с дозированием вторичного топлива цикл видоизменится (рис. 2).

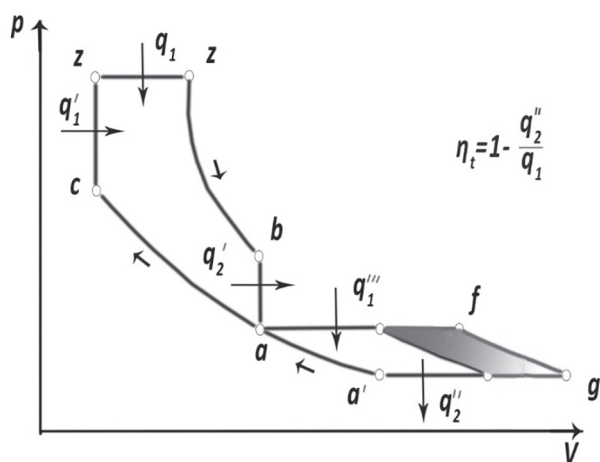


Рис. 2. Термодинамический цикл комбинированного двигателя с катализатором перед турбиной в координатах P - V

Вследствие подачи топлива на катализатор появляется дополнительное количество теплоты, которое направляется на турбину Δq_1 (выделенный участок на втором контуре). Теплота, отведенная от поршневой машины, уже не будет равна теплоте, подводимой к турбине: $q_2' \neq q_1''$. Примем, что $q_1''' = \gamma q_2'$, где γ – условный коэффициент, $\gamma \geq 1$. Дополнительно учитываем следующие уравнения:

а) подведенная теплота для цикла Тринклера $ac'zb$:

$$q_1 = \frac{q_2'}{\frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}};$$

б) отводимая теплота для цикла Брайтона:

$$q_2'' = \frac{q_1''}{\varepsilon_k^{k-1}}.$$

В результате подстановок получаем термический КПД цикла с подачей вторичного топлива:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2''}{q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_o^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \cdot \gamma.$$

Легко видеть, что благодаря множителю $\gamma \geq 1$ результат, вычисленный по этому уравнению, всегда будет меньше η_t цикла без подачи вторичного топлива. Как и следовало ожидать, процесс сжигания топлива вне цилиндра по циклу Брайтона имеет меньший термический КПД.

Таким образом, на уровне термодинамического цикла процесс окисления дополнительного топлива в РТС не приносит преимущества, однако совместно с задачей нейтрализации вредных веществ РТС позволяет активно воздействовать на процесс подачи воздуха в двигатель. Осуществляя совместное управление количествами подводимой теплоты, т.е. дозированием топлива в поршневой машине и на входе в катализатор, можно обеспечить удобный дополнительный алгоритм управления крутящим моментом двигателя с использованием различных критериев регулирования (рис. 3), таких как регулирование мощности турбины на постоянных и переходных режимах, регулирование эффективности нейтрализации.

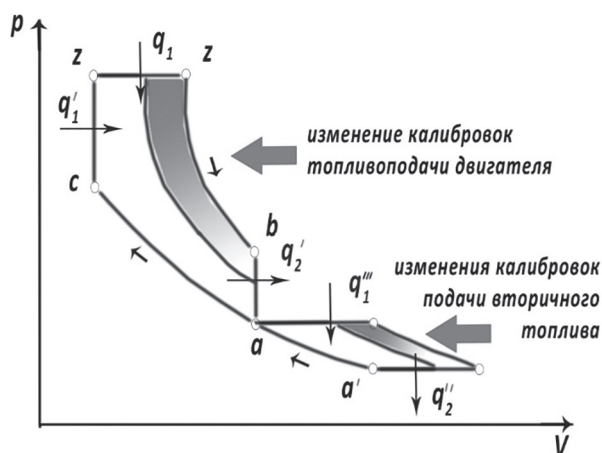


Рис. 3. Возможность регулирования частей P - V диаграммы

В действительном цикле двигателя с РТС за счет оптимального регулирования подачи воздуха возможно уменьшение удельного эффективного расхода топлива.

Необходимо также рассмотреть неявную выгоду применения решения «катализатор

до турбины» для повышения общей эффективности работы комбинированного двигателя в целом и системы нейтрализации в частности. Современные сложные системы для дизелей, обеспечивающие выполнение требований Евро-6, состоят из нескольких компонентов последовательной очистки отработавших газов. В начальной зоне размещают катализаторы окислительного типа, которые помимо снижения концентраций углеродсодержащих веществ выполняют важную функцию регулирования температуры системы для регенерации сажевого фильтра. Дополнительное количество топлива, расходуемое на этот процесс, является потерянными с точки зрения энергетического баланса. И такие потери исключаются при использовании катализатора в высокотемпературной зоне до турбины, где реализуется процесс непрерывного выгорания частиц.

Предварительная оценка, проведенная на примере двигателя ЯМЗ-6566, показывает, что приращение мощности турбины при дожигании вторичного топлива на РТС достаточно для существенной коррекции характеристики подачи воздуха компрессором.

Мощность турбины, вырабатываемая в результате расширения отработавших газов, вычисляется по уравнению:

$$N_T = G_T \eta \frac{k}{k-1} R_T T \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

где G_T – расход газа через турбину; η – эффективный КПД турбины; k – показатель ади-

абаты расширения; R_T – газовая постоянная потока; T – температура на входе; π_T – степень понижения давления в турбине.

Кривые мощности турбины стандартного двигателя ЯМЗ-6566 без подачи вторичного топлива приведены на рис. 4.

Расчет приращения мощности при подаче вторичного топлива произведен с учетом условия ограничения максимальных температур на входе в турбину в 650 °С (рис. 5).

В этом случае ни на одном режиме не достигается стехиометрического соотношения «кислород – топливо». Расчет учитывает теплопроводность кордиеритового носителя условного катализатора с объемом активной зоны 11 л. При этом значении удастся удержать объемную скорость потока через активную зону на приемлемом уровне (100 000 ч⁻¹) для обеспечения достаточного реакционного периода.

Привлекательный вариант стратегии дозирования – использовать весь свободный кислород, т.е. подавать такое количество топлива, чтобы на входе в нейтрализатор получалось стехиометрическое соотношение с учетом содержания несгоревшего топлива в сыром выбросе двигателя. Рекуперация такого количества энергии возможна только с помощью силовой высокотемпературной турбины, способной передать энергию либо в трансмиссию, либо на привод электрического генератора. В последнем случае может быть реализован проект гибридного транспортного средства.

В АО «НПО «Турботехника» проведены предварительные моторные испытания

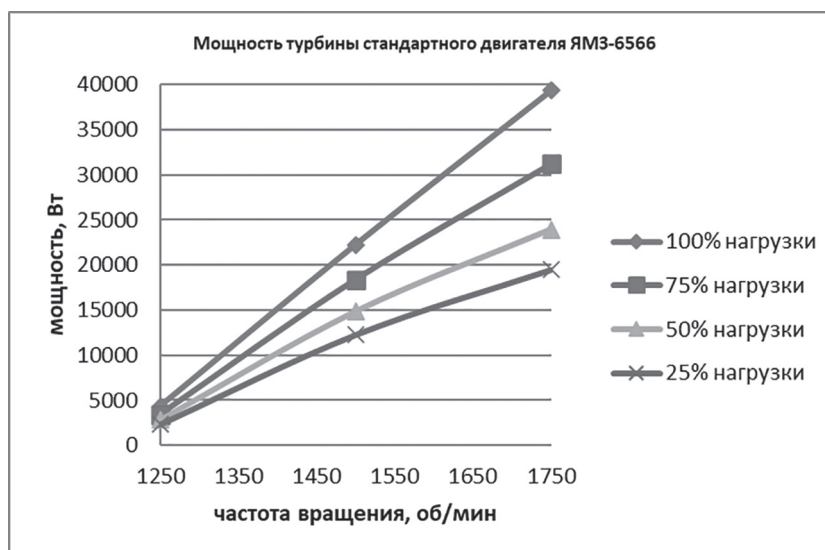


Рис. 4. Мощность турбины без подачи вторичного топлива

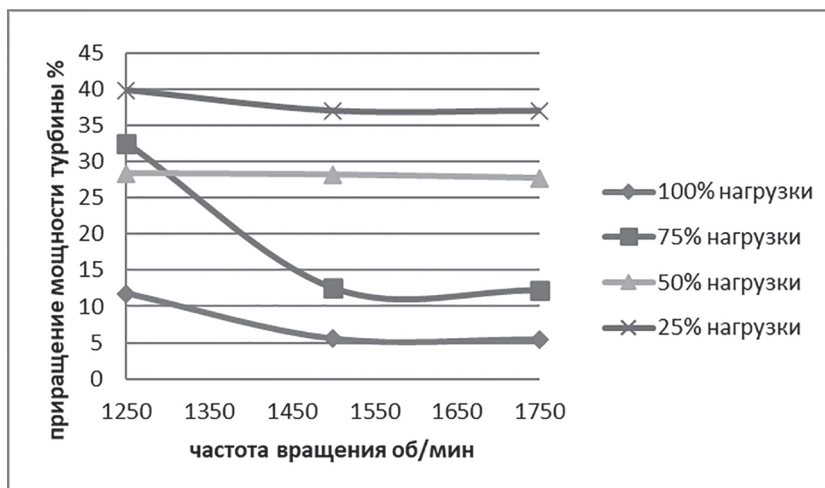


Рис. 5. Приращение мощности турбины при подаче вторичного топлива на катализатор РТС при условии ограничения максимальной температуры в 650 °С

опытного образца трехкомпонентного нейтрализатора с подачей вторичного топлива, установленного перед входом в турбину агрегата наддува. Испытания выполнены в составе дизеля YC6108ZGB (рабочим объемом 7,25 л) компании YC Diesel с турбокомпрессором «Турботехника ТКР 90-3» на моторном стенде компании (рис. 6).

Модуль катализатора РТС (рис. 7) включает трехкомпонентный каталитический блок диаметром 100 мм, длиной 100 мм, с плотностью ячеек 600 на кв. дюйм, с покрытием «платина – родий» Pt/Rh, с загрузкой 100 г на фут куб. Для подачи вторичного топлива использовался электромагнитный плунжерный насос с встроенным расходомером топлива. Регулировка подачи обеспечивалась изменением частоты управляющего сигнала.

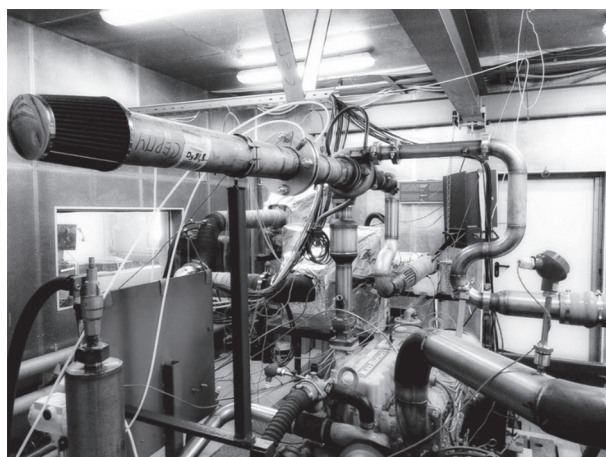


Рис. 6. Исследовательский моторный стенд

Результаты и обсуждение

В процессе проведенных исследований получены записи температур и давлений в характерных точках системы на нескольких рабочих режимах двигателя (рис. 8, 9). Опытные данные подтверждают предполагаемую реакцию катализатора [8].

Результаты испытаний показывают наличие принципиальной возможности управления мощностью турбины с помощью регулирования температуры потока от катализатора РТС.

Для дальнейших работ целесообразно подготовить рабочий прототип системы под длительные испытания. Учитывая преобладающие компоновочные решения по размещению агрегатов двигателей, предлагается совмещенная конструкция турбокомпрессора с каталитическим



Рис. 7. Катализатор РТС с подачей вторичного топлива и турбокомпрессор

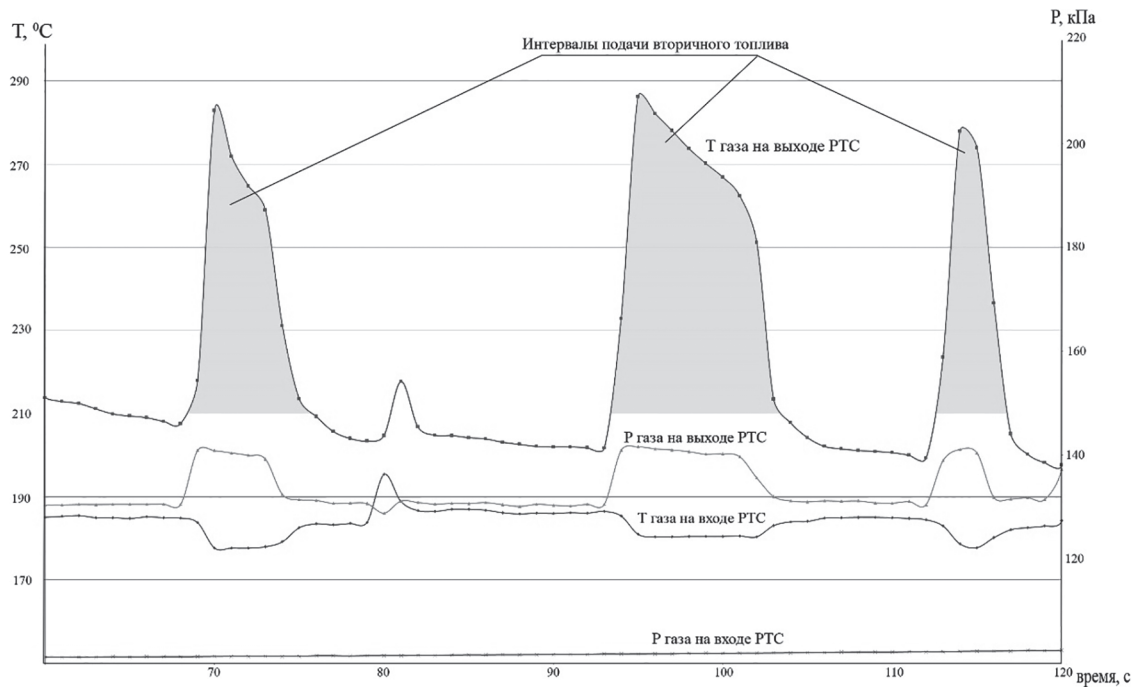


Рис. 8. Температуры и давления на входе и выходе РТС при работе на установившемся режиме

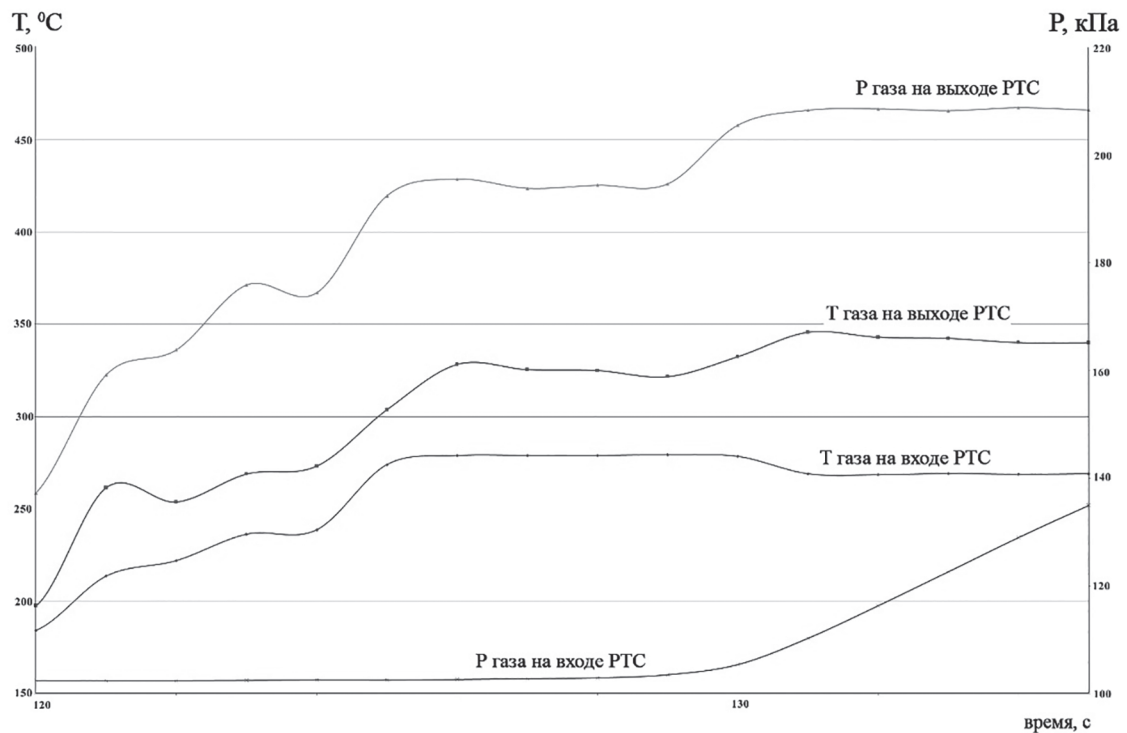


Рис. 9. Температуры и давления на входе и выходе РТС при работе на переходных режимах

нейтрализатором. Тороидальный катализатор большого сечения на металлическом носителе с наклонными спиральными каналами (рис. 10) встраивается в дополнительную нишу рядом с улиткой турбины. Компактный узел с эффективной теплоизоляцией может устанавливаться

на существующий посадочный фланец выпускного коллектора двигателя (рис. 11). Подобную совмещенную конструкцию предложила компания Continental [9], только последовательность агрегатов там традиционная – сначала турбина, потом катализатор (рис. 12).

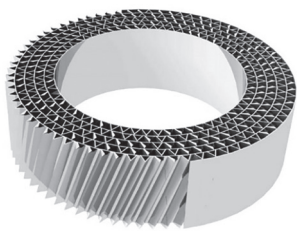


Рис 10. Тороидальный каталитический блок со спиральными каналами

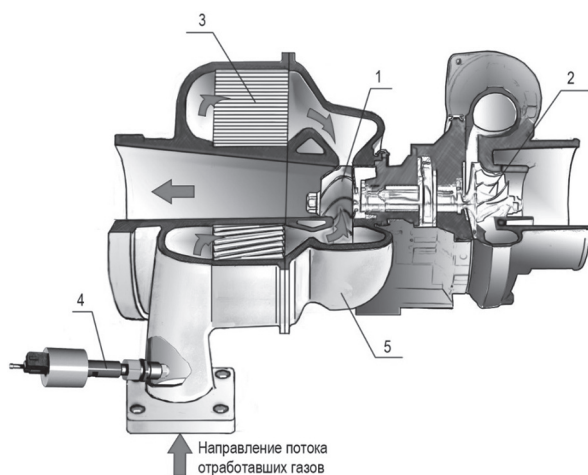


Рис. 11. Конструкция турбины со встроенным катализатором:

1 – рабочее колесо турбины; 2 – колесо компрессора; 3 – тороидальный каталитический блок; 4 – насос-форсунка вторичного топлива; 5 – улитка турбины

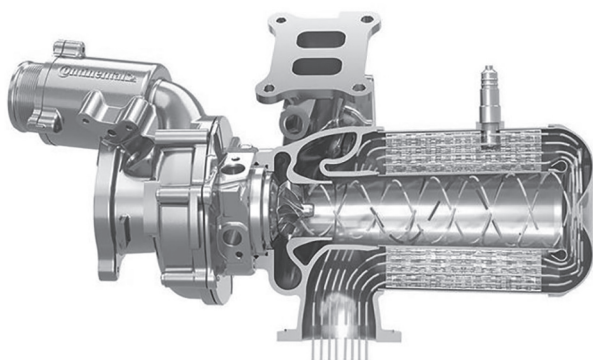


Рис. 12. Конструкция турбины с встроенным тороидальным катализатором компании Continental (Continental's ring catalyst turbocharger, © Continental)

Выводы

Новая конфигурация системы выпуска с катализатором РТС и подачи вторичного топлива позволяет:

- уменьшить объем активной зоны каталитического реактора на 40 % или уменьшить загрузку активной зоны металлами платиновой группы;

- уменьшить противодавление в системе выпуска с соответствующим уменьшением удельного эффективного расхода топлива;

- обеспечить быстрый прогрев нейтрализатора до рабочей температуры 200–250 °С и поддержание необходимой температуры при малых нагрузках двигателя на 25 % меньших, чем в классической системе;

- интенсифицировать каталитические реакции преобразования вредных веществ во всем диапазоне режимов работы двигателя;

- обеспечить оптимальное управление крутящим моментом двигателя за счет регулирования мощности турбины на стационарных и переходных режимах при недостаточной располагаемой энергии отработавших газов;

- реализовать процесс непрерывного выгорания дисперсных частиц и тем самым исключить их разрушающее воздействие на рабочее колесо турбины.

Литература

1. Bermúdez V., Lujón J-M., Piqueras P., et al. Pollutants emission and particle behavior in a pre-turbo aftertreatment light-duty diesel engine // Original research article. Energy. Vol. 66. 1 March 2014. P. 509–522.
2. Brustle C., Tomazic D., Franke M. Aftertreatment in a Pre-Turbocharger position: Size and fuel consumption advantage for TIER 4 // Special Edition MTZ. May 2013.
3. Brustle C., Downey M., Subramaniam M., et al. Aftertreatment in a Pre-Turbo Position: Size and Fuel Consumption Advantage for Tier 4 Large-Bore Diesel Engines. Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2011.
4. Gьnter T., Pesek J., Schдfner K., et al. Cu-SSZ-13 as pre-turbine NOx-removal-catalyst: Impact of pressure and catalyst poisons // Applied Catalysis B: Environmental, Vol. 198. 5 December 2016. P. 548–557.
5. Лазарев А.В. Улучшение характеристик автомобильного двигателя при помощи агрегата наддува с обратимой электрической машиной: автореф. дис. ... на соискание ученой степени канд. техн. наук. М., 2018. 18 с.
6. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.
7. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.

8. Каминский В.Н., Каминский Р.В., Титченко А.Ю., Лоик А.В., Надарейшвили Г.Г. Выполнение требований ЕВРО-6 для транспортных дизелей // Научноград Наука Производство Общество. 2017. № 1 (11). С. 38–43.
9. Christiane Küllner, Engine Technology, News, Onlineartikel, URL://www.springerprofessional.de/en 22.05.2019.

References

1. Bermudez V., Luján J-M., Piqueras P., et al. Pollutants emission and particle behavior in a pre-turbo aftertreatment light-duty diesel engine. Original research article. Energy. Vol. 66. 1 March 2014. Pp. 509–522.
2. Brustle C., Tomazic D., Franke M. Aftertreatment in a Pre-Turbocharger position: Size and fuel consumption advantage for TIER 4. Special Edition MTZ. May 2013.
3. Brustle C., Downey M., Subramaniam M., et al. Aftertreatment in a Pre-Turbo Position: Size and Fuel Consumption Advantage for Tier 4 Large-Bore Diesel Engines. Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2011.
4. Gыnter T., Pesek J., Schdfer K., et al. Cu-SSZ-13 as pre-turbine NOx-removal-catalyst: Impact of pressure and catalyst poisons. Applied Catalysis B: Environmental, Vol. 198. 5 December 2016. Pp. 548–557.
5. Lazarev A.V. Uluchsheniye kharakteristik avtomobil'nogo dvigatelya pri pomoshchi agregata nadduva s obratimoy elektricheskoy mashinoy: avtoreferat dissertatsii na soiskaniye uchenoy stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk [Improving the performance of an automobile engine using a boost unit with a reversible electric machine: Abstract to Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Moscow, 2018. 18 p.
6. Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. Toksichnost' otrabotavshikh gazov dizeley [Diesel exhaust toxicity]. 2-e izd., pererab. i dop. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2002.
7. Kavtaradze R.Z. Teoriya porshnevykh dvigateley. Spetsial'nyye glavy: uchebnik dlya vuzov [Theory of piston engines. Special chapters: textbook for universities]. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2008.
8. Kaminskiy V.N., Kaminskiy R.V., Titchenko A.Yu., Loik A.V., Nadareyshvili G.G. Compliance with EURO-6 requirements for diesel engines. Nauchograd Nauka Proizvodstvo Obshchestvo. 2017. No 1 (11), pp. 38–43 (in Russ.).
9. Christiane Küllner, Engine Technology, News, Onlineartikel, <https://www.springerprofessional.de/en> 22.05.2019.

ОЦЕНКА ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ С ОТКЛЮЧЕНИЕМ ЧАСТИ ЦИЛИНДРОВ

ESTIMATION OF FUEL EFFICIENCY OF AUTOMOBILE AND TRACTOR DIESEL ENGINES, OPERATING WITH THE SHUTDOWN OF PART OF THE CYLINDERS

А.Н. ГОЦ¹, д.т.н.
В.Ф. ГУСЬКОВ¹, к.т.н.
В.М. ФОМИН², д.т.н.

¹ Владимирский государственный университет
имени А.Г. и Н.Г. Столетовых, Владимир, Россия

² Московский политехнический университет, Москва,
Россия, mixalichDM@mail.ru

A.N. GOTS¹, DSc in Engineering
V.F. GUSKOV¹, PhD in Engineering
V.M. FOMIN², DSc in Engineering

¹ VladimirStateUniversity name Alexander and Nikolay Stoletovs,
Vladimir, Russia

² Moscow polytechnic University, Moscow, Russia,
mixalichDM@mail.ru

Проведен анализ выполненных ранее исследований по определению топливной экономичности автомобильных и тракторных двигателей при отключении части цилиндров. Отключение может осуществляться на частичных режимах работы двигателя путем прекращения подачи топлива в цилиндры с одновременным закрытием органов газораспределения для этих же цилиндров или без воздействия на органы газораспределения. Показано, что если система отключения цилиндров для двигателей с принудительным воспламенением топлива используется в серийных двигателях, то для дизелей требуются дополнительные исследования, поскольку приведенные в литературе данные противоречивы. Предлагаемые ранее методики основаны на использовании экспериментальных характеристик, эмпирических зависимостей и других опытных данных, справедливых только для конкретных дизелей и режимов их работы. Кроме того, оценка топливной экономичности в основном выполняется расчетным путем без экспериментального подтверждения. Поэтому результаты расчетных исследований, приведенные в этих работах, качественно отличаются от результатов экспериментальных исследований, приведенных в ряде других работ.

Предлагается методика, основанная на обобщенных опытных данных, которая позволяет по нагрузочной характеристике полноразмерного дизеля выполнить расчет его индикаторных и эффективных показателей, когда прекращена подача топлива в некоторые цилиндры. Представлены результаты экспериментальных и расчетных исследований изменения топливной экономичности дизеля 4С10,5/12 на частичных режимах при отключении части цилиндров. При этом рассмотрено несколько вариантов: путем прекращением подачи топлива совместно с закрытием впускных и выпускных клапанов, а также без оказания какого-либо воздействия на органы механизма газораспределения. Показано, что улучшение топливной экономичности дизеля 4С10,5/12 достигается при отключении части цилиндров с закрытием впускных и выпускных клапанов вследствие снижения насосных потерь в отключенных цилиндрах.

Ключевые слова: цилиндр, отключение, топливная экономичность, частичные режимы, коэффициент избытка воздуха, индикаторный и механический коэффициенты полезного действия.

The analysis of previously performed studies to determine the fuel efficiency of automobile and tractor engines when a part of the cylinders is disconnected is carried out. This is done by stopping the fuel supply to them with simultaneous disconnection of the gas distribution mechanism for the same cylinders or without affecting the gas distribution organs in partial operating modes. It is shown that if the cylinder shut-off system for engines with forced ignition is used in serial engines, then additional research is required for diesels, since the results of experimental studies given in the literature are contradictory. The previously proposed methods are based on the use of experimental characteristics, empirical dependencies, and other experimental data that are valid only for specific diesels and their operating modes. In addition, the assessment of fuel efficiency is mainly performed by calculation without experimental confirmation. Therefore, the results of computational studies presented in some papers differ qualitatively from the results of experimental studies presented in other papers. A method based on generalized experimental data is proposed that allows the load characteristics of a full-size diesel engine to calculate its indicator and effective indicators when the fuel supply to some cylinders is stopped. The results of experimental and computational studies of changes in the fuel efficiency of a 4С10,5/12 diesel engine in partial modes when a part of the cylinders is switched off are presented. At the same time, several options are considered – by stopping the fuel supply and closing the intake and exhaust valves, as well as without any impact on the organs of the gas distribution mechanism. It is shown that the improvement of the fuel economy of the 4С10,5/12 diesel engine when a part of the cylinders is disconnected with the intake and exhaust valves closed is due to the absence of pump losses in the disconnected cylinders.

Keywords: cylinder, shutdown, fuel efficiency, partial modes, excess air, indicator and mechanical efficiency factors.

Введение

В условиях эксплуатации автомобильные и тракторные двигатели значительную часть времени работают на частичных режимах с пониженной эффективностью. Одним из методов улучшения топливной экономичности двигателей на частичных режимах считается уменьшение рабочего объема двигателя за счет выключения из работы части цилиндров. Возможными способами отключения цилиндра является прекращение подачи в него топлива с одновременным закрытием органов газораспределения или без закрытия этих органов.

Первый способ успешно реализован на ряде современных двигателях с принудительным зажиганием. В частности, 4-цилиндровый двигатель TSI объемом 1,4 л и эффективной мощностью 103 кВт, входящий в серию двигателей EA211 фирмы Volkswagen, оснащен оригинальной системой ACT (active cylinder technology) отключения половины цилиндров, позволяющей уменьшить расход топлива двигателем в циклах NEFZ на 0,4 л на 100 км пробега [1]. Указанная система осуществляет не только прекращение топливоподачи во 2-й и 3-й цилиндры в диапазоне частот вращения коленчатого вала 1250–4000 мин⁻¹ при ограничении крутящего момента двигателя до 85 Н·м, но и исключает искрообразование между электродами свечи зажигания в этих цилиндрах, а впускные и выпускные клапаны оставляет при этом закрытыми.

На автомобильных и тракторных дизелях способу уменьшения рабочего объема двигателя путем отключения цилиндров еще не нашел широкого практического применения. Однако результаты выполненных исследований [2, 3, 4] указывают на целесообразность его использования.

Как было отмечено выше, указанные два способа отключения цилиндров различаются своеобразием механизма своей реализации [5, 6, 7, 8], что может отразиться и на различии в эффективных показателях двигателя. Кроме того, для оценки этих показателей использовались расчетные методики, достоверность которых в большинстве случаев не находила экспериментального подтверждения.

Цель исследований

Провести сравнительную оценку топливной экономичности дизеля с отключенной частью цилиндров для двух указанных способов ре-

ализации механизма отключения; по результатам анализа с учетом выявленного наиболее приемлемого механизма отключения разработать уточненную методику расчета топливно-экономической эффективности двигателя, учитывающую характер изменения показателей его рабочего цикла.

Метод и средства проведения исследования

Опираясь на достигнутый уровень исследований проблемы, связанной с выключением из работы части цилиндров автотракторных дизелей, проведен сравнительный анализ существующих методик по оценке их топливной экономичности. С учетом результатов анализа осуществлено самостоятельное исследование по изучению характера изменения показателей рабочего цикла двигателя при уменьшении его рабочего объема с последующей разработкой уточненной методики расчета и проверкой ее достоверности опытной апробацией.

Результаты и обсуждение

Аналитический обзор известных методик по оценке топливной экономичности дизелей, работающих с отключением части цилиндров, выявил следующее:

- основой для реализации этих методик являются универсальные (комбинированные) характеристики и эмпирические зависимости, справедливые только для конкретных дизелей и режимов их работы [8–11];
- методическая оценка топливной экономичности в основном выполняется расчетным путем без учета изменения показателей рабочего цикла двигателя [12–17]; как следствие, результаты подобного расчета имеют качественное отличие от результатов экспериментальных исследований, проведенных другими исследователями.

В указанных выше публикациях используется методика расчета удельного эффективного расхода топлива при отключении части цилиндров без конкретизации способа отключения с использованием универсальной (комбинированной) характеристики полноразмерного двигателя. Эту методику предлагается использовать не только для автомобильных и тракторных дизелей [7–10], но и для двигателей с искровым зажиганием [14], а также для судовых двухтактных дизелей [4, 5, 6]. Однако результаты расчетных исследований

с использованием подобной методики противоречат данным экспериментальных исследований, как это следует, например, из работы [4].

С учетом этого противоречия необходимо более подробно рассмотреть целесообразность подобного методологического подхода к оценке топливно-экономической эффективности дизеля при его работе с уменьшенным рабочим объемом на основе применения универсальной характеристики полноразмерного двигателя, научную обоснованность допущений, принятых в известных методиках [7–17], а также их достоверность в целом.

Учитывая, что универсальная характеристика формируется на основе серии нагрузочных характеристик, рассмотрим алгоритм расчета топливной экономичности дизеля по его нагрузочной характеристике, предложенный в работах [7–17]. На рис. 1 представлена нагрузочная характеристика шестицилиндрового дизеля ЯМЗ-236 (6Ч 13/14) [18] при частоте вращения коленчатого вала $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$. Дополнительно на характеристике показано изменение эффективной мощности $N_{e,i-z}$ двигателя при отключении двух цилиндров ($z = 2$).

Согласно предлагаемой методике [7–17], изменение (уменьшение) удельного эффективного расхода топлива при отключении части цилиндров определяется из условия сохранения равенства эффективных мощностей полноразмерного двигателя и двигателя с двумя отключенными цилиндрами (на линии равных мощностей точки 1, 2 (рис. 1)). При этом в методике делается допущение о том, что при переходе дизеля на работу с отключенными цилиндрами затраты его мощности на преодоление механических потерь остаются такими же, как для полноразмерного двигателя (т.н. допущение о равенстве мощностей механических потерь и, следовательно, механических КПД).

Далее на кривой изменения удельного эффективного расхода топлива g_e предлагается находить точки 3 и 4 для соответствующих мощностей полноразмерного дизеля и дизеля с отключенными цилиндрами (рис. 1), по разнице ординат которых определяют предполагаемое улучшение топливной экономичности Δg_e . Однако при этом, как нетрудно увидеть на рис. 1, равенство механических КПД (точки 5 и 6 на кривой η_r) для полноразмерного двигателя и двигателя с отключенными цилиндрами не выполняется. В то же время

общеизвестно, что изменение топливной экономичности двигателя определяется соответствующими изменениями не только индикаторного, но и механического КПД. Это указывает на то, что принятое допущение о равенстве мощностей механических потерь, а следовательно, и саму оценку топливной экономичности по данной методике [7–17] следует признать методически не состоятельными.

В ряде работ [2, 3] при оценке топливной экономичности дизеля с отключенными цилиндрами используется зависимость индикаторного КПД в функции среднего индикаторного давления, полученная из нагрузочной характеристики полноразмерного двигателя. Подобная зависимость является формальной, справедливой для конкретного двигателя и заданного режима его работы, поскольку среднее индикаторное давление определяется, прежде всего, отношением индикаторного КПД к коэффициенту избытка воздуха (η/α). А при переходе дизеля на работу с отключенными цилиндрами этот коэффициент существенно изменяется (уменьшается).

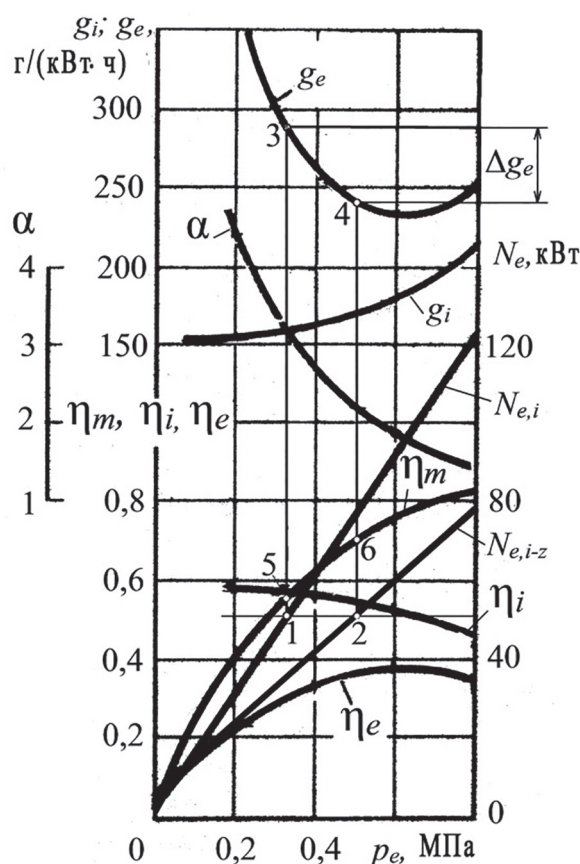


Рис. 1. Нагрузочная характеристика дизеля 6Ч 13/14 (ЯМЗ-236) при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$

Отмеченные выше замечания указывают на то, что существующие на сегодняшний день методики, используемые для оценки топливной экономичности автомобильных и тракторных дизелей с частично отключенными цилиндрами, не обладают достаточной корректностью, что обуславливает необходимость в разработке новой, уточненной методики, учитывающей реальный характер изменения показателей рабочего цикла двигателя при уменьшении его рабочего объема.

Из условия равенства эффективных мощностей полноразмерного двигателя (с рабочим объемом iV_h) и двигателя с отключенными цилиндрами (с рабочим объемом $(i-z)V_h$) имеем:

$$p_{e,i-z} = p_{e,i} \frac{i}{i-z}, \quad (1)$$

где $p_{e,i}$, $p_{e,i-z}$ – средние эффективные давления полноразмерного двигателя и двигателя с отключенными цилиндрами, соответственно; z – количество отключенных цилиндров; i – число цилиндров полноразмерного двигателя; V_h – рабочий объем цилиндра; n – частота вращения коленчатого вала.

При этом, как следует из зависимости (1), среднее эффективное давление для двигателя при частичном отключении его цилиндров возрастает и составит:

$$p_{e,i-z} = p_{e,i} \frac{i}{i-z}. \quad (2)$$

Как было установлено ранее (рис. 1), при переходе дизеля на работу с отключенными цилиндрами равенство мощностей механических потерь не сохраняется. Особенно это различие проявляется в различии принятых механизмов отключения цилиндров. В частности, при использовании способа отключения цилиндров с закрытием впускных и выпускных клапанов механические потери, приходящиеся на каждый выключенный из работы цилиндр, уменьшаются из-за отсутствия затраты индикаторной мощности на газообмен (т.н. насосные потери). Работа, затрачиваемая на преодоление механических потерь, для двигателя с частично отключенными цилиндрами, представляемая как сумма работ на преодоление механических потерь работающих цилиндров и отключенных цилиндров, формализуется равенством:

$$p_{m,i-z} V_h (i-z) = p_{m,i} V_h (i-z) + p_{m,i} V_h z k_m, \quad (3)$$

где $p_{e,i-z} = p_{e,i} \frac{i}{i-z}$ – средние давления механических потерь полноразмерного двигателя и двигателя с частично отключенными цилиндрами, соответственно; k_m – коэффициент снижения механических потерь в отключенном цилиндре.

Принимая, что доля насосных потерь составляет δ_m в общем уровне механических потерь, коэффициент k_m будет равен:

$$k_m = 1 - \delta_m. \quad (4)$$

Тогда в соответствии с зависимостями (2)–(5) после деления левой и правой частей соотношения (3) на величину $(p_{e,i} / \eta_{m,i})$ (здесь $\eta_{m,i}$ – механический КПД полноразмерного двигателя) среднее давление механических потерь двигателя с отключенными цилиндрами равно:

$$p_{m,i-z} = p_{m,i} \left(1 - \frac{z \delta_m}{i-z} \right). \quad (5)$$

С использованием известных формул для механического КПД и индикаторной мощности двигателя, а также мощности механических потерь можно получить следующую зависимость для относительного изменения среднего индикаторного давления двигателя с частично отключенными цилиндрами:

$$\frac{p_{i,i-z}}{p_{i,i}} = 1 + \frac{z}{i-z} \left[1 - \delta_m (1 - \eta_{m,i}) \right], \quad (6)$$

где $p_{i,i}$ и $p_{i,i-z}$ – средние индикаторные давления полноразмерного двигателя и того же двигателя с отключенными цилиндрами, соответственно.

Из зависимостей (5) и (6) следует, что относительное повышение механического КПД двигателя $\eta_{m,i-z}$ с частично отключенными цилиндрами путем прекращения топливоподачи и закрытия органов газораспределения составит:

$$\eta_{m,i-z} = \frac{1}{1 - \frac{z}{i} (1 - \eta_{m,i}) \delta_m}. \quad (7)$$

Для случая, когда отключение части цилиндров осуществляется только за счет прекращения подачи топлива, и при этом допускается предположение о равенстве механических потерь, как это сделано в работах [7–17], то есть без учета снижения потерь на газообмен в от-

ключенных цилиндрах ($\delta_m = 0$), зависимости (6) и (7) будут иметь вид:

$$\frac{p_{i,i-z}}{p_{i,i}} = \frac{i}{i-z}; \quad (8)$$

$$\frac{\eta_{m,i-z}}{\eta_{m,i}} = 1. \quad (9)$$

Выражение (9) формально отражает допущение о сохранении механического КПД дизеля при переходе его на работу с измененным (уменьшенным) рабочим объемом, что было опровергнуто ранее (рис. 1). Таким образом, результаты проведенного нами исследования убедительно свидетельствуют о том, что принятое в работах [7–17] методическое допущение о равенстве мощностей механических потерь следует признать научно не обоснованным: неучет затраты индикаторной мощности на газообмен (насосных потерь) снижает достоверность результатов в оценке эффективности двигателя при переходе его на работу с отключенной частью цилиндров.

Важным моментом в разработке предлагаемой уточненной методики является фактор изменения качественного состава рабочей смеси, который определяется коэффициентом избытка воздуха. Известно, что при переходе дизеля на работу с отключенными цилиндрами этот коэффициент существенно изменяется (уменьшается), что отражается на показателях эффективности (в частности, на индикаторном КПД) рабочего цикла дизеля. Заметим, что в большинстве известных методик этот фактор не учитывался.

Для поиска решения поставленной задачи используем известную формулу, которая устанавливает взаимосвязь между средним индикаторным давлением p_i и индикаторным КПД двигателя η_i :

$$p_i = \frac{H_u \eta_i \eta_v \rho_0}{l_0 \alpha}, \quad (10)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива; η_v – коэффициент наполнения цилиндров; ρ_0 – плотность воздуха на впуске; l_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива; α – коэффициент избытка воздуха.

Зависимость (10) показывает, что, при прочих равных (неизменных) показателях (H_u , η_v , ρ_0 , l_0), относительное изменение среднего индикаторного давления с уменьшением количества работающих цилиндров двигателя

однозначно определяется отношением индикаторного КПД η_i к коэффициенту избытка воздуха α :

$$\frac{p_{i,i-z}}{p_{i,i}} = \frac{(\eta_{i,i-z} / \alpha_{i-z})}{(\eta_{i,i} / \alpha_i)}, \quad (11)$$

где α_i и α_{i-z} – коэффициенты избытка воздуха полноразмерного двигателя (с количеством цилиндров i) и двигателя с отключенными цилиндрами (с количеством рабочих цилиндров $i-z$), соответственно.

Согласно результатам ранее выполненных исследований [19], изменение индикаторного КПД η_i дизеля зависит в основном от изменения коэффициента избытка воздуха. Опытная зависимость относительного изменения индикаторного КПД от коэффициента избытка воздуха, установленная в работах [19, 20], аппроксимируется функцией, которая для случая отключения части цилиндров принимает вид:

$$\frac{\eta_{i,i-z}}{\eta_{i,i}} = \frac{\alpha_i^{\frac{1}{\alpha_{i-z}}}}{\alpha_{i-z}^{\frac{1}{\alpha_i}}}. \quad (12)$$

Тогда с учетом зависимостей (11) и (12) относительное изменение среднего индикаторного давления при отключении части цилиндров составит:

$$\frac{p_{i,i-z}}{p_{i,i}} = \frac{\alpha_i^{\frac{1}{\alpha_i}}}{\alpha_{i-z}^{\frac{1}{\alpha_{i-z}}}}. \quad (13)$$

Совместное решение уравнений (6), (7), (12) и (13) позволяет установить значение относительного изменения индикаторного КПД, которое однозначно определяет топливную экономичность дизеля при отключении части его цилиндров:

$$\frac{\eta_{i-z}}{\eta_{i,i}} = \frac{\eta_{i,i-z}}{\eta_i} \cdot \frac{\eta_{m,i-z}}{\eta_{m,i}}. \quad (14)$$

Таким образом, установлено, что переход дизеля на работу с частично отключенными цилиндрами сопровождается изменением индикаторного КПД, вызванным, в свою очередь, изменением качественного состава рабочей смеси, то есть коэффициента избытка воздуха, что необходимо учитывать при оценке топливной экономичности двигателя при изменении его рабочего объема.

Результаты опытной апробации методики

Экспериментальные исследования по оценке топливной экономичности дизеля при прекращении подачи топлива в часть цилиндров проводились в лаборатории двигателей кафедры «Тепловые двигатели и энергетические установки» Владимирского государственного университета. Были проведены стендовые испытания четырехцилиндрового дизеля 4Ч10,5/12 воздушного охлаждения с объемно-плёночным смесеобразованием.

Методика испытаний основывалась на рекомендациях ГОСТ 18509-85 «Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний». В программу испытаний входило снятие нагрузочных характеристик для частот вращения коленчатого вала $n = 1100, 1300, 1500 \text{ мин}^{-1}$ и диапазона мощности $N_e = 2 - 12 \text{ кВт}$ при работе дизеля на четырех, трех и двух цилиндрах, а также определение механических потерь методом прокручивания коленчатого вала.

Прекращение подачи топлива в отключаемые цилиндры обеспечивалось отсоединением нагнетательного трубопровода от форсунки и соединением его с мерной емкостью для определения расхода топлива весовым способом. Показатель среднего давления механических потерь определялся по зависимости, полученной аппроксимацией опытных данных, определенных методом прокручивания коленчатого вала:

$$p_{m,i} = 0,0158c_m,$$

где c_m — средняя скорость поршня.

Результаты испытаний, представленные на рис. 2, показывают, что при заданной частоте вращения вала увеличение количества отключаемых цилиндров прекращением подачи топлива сопровождается повышением удельного эффективного расхода топлива g_e , что указывает на снижение индикаторного КПД η_i . Ранее установленное положение ухудшения индикаторного процесса двигателя, вызванное изменением качественного состава рабочей смеси α , при его переходе на работу с частично отключёнными цилиндрами, было подтверждено серией опытных апробаций для частот вращения коленчатого вала $1100...1500 \text{ мин}^{-1}$. В качестве примера на рис. 3 представлено изменение величины отношения η_i/α в функции α , которое с достаточной точностью в диапазоне $\alpha = 1,4...6,2$ описывается вышеприведенной зависимостью (12).

Выбор коэффициента снижения механических потерь в отключаемом цилиндре производился на основании распределения механических потерь по составляющим дизеля 4Ч10,5/12 [21], приведенным в табл. 1. Там же указаны экспериментальные данные по механическим потерям, определенным методом прокручивания коленчатого вала.

Из табл. 1 видно, что в дизеле 4Ч10,5/12 затраты индикаторной мощности на газообмен (насосные потери) являются достаточно высокими и их относительная величина составляет порядка 14 % в общей мощности механических потерь. Высокое значение этого показателя подтверждается также и по данным других исследований, например [3].

В ходе проведения испытаний было установлено, что отключение цилиндров путем прекращения подачи топлива без воздействия на механизм газораспределения не приводит к снижению эффективного расхода топлива дизеля (кривые 3 и 4 на рис. 4). Это еще раз подтверждает методическую несостоятель-

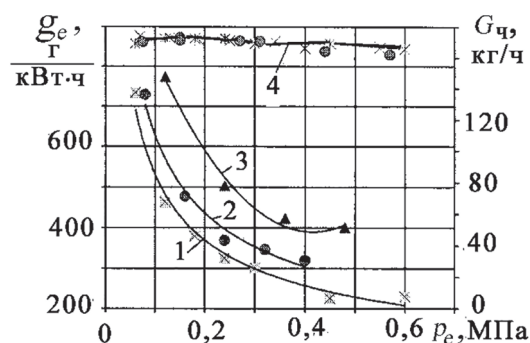


Рис. 2. Нагрузочная характеристика дизеля 4Ч10,5/12 при частоте вращения коленчатого вала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$:

1 – полноразмерный дизель; 2 – отключен один цилиндр; 3 – отключено два цилиндра; 4 – расход воздуха G_q , кг/ч

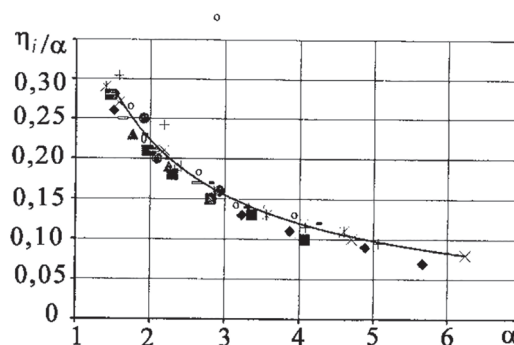
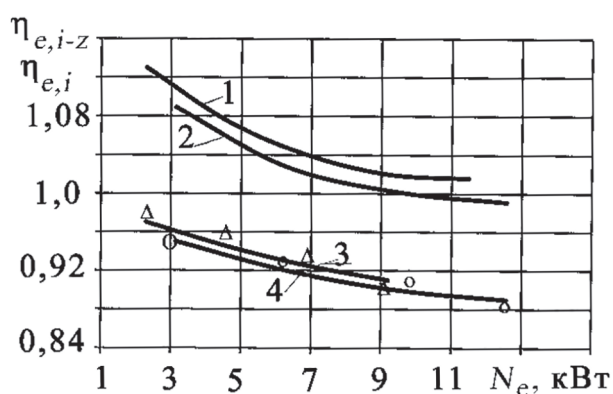


Рис. 3. Зависимость η_i/α от коэффициента избытка воздуха дизеля 4Ч10,5/12 в диапазоне частот вращения коленчатого вала $1100...1500 \text{ мин}^{-1}$

Таблица

Распределение механических потерь по составляющим тракторного дизеля 4Ч10,5/12

Составляющие механических потерь	Абсолютное значение механических потерь в кВт при частоте вращения, мин ⁻¹			Относительное значение механических потерь в % при частоте вращения, мин ⁻¹		
	2000	1600	1100	2000	1600	1100
Цилиндропоршневая группа	6,5	4,0	3,5	39	40	47
Кривошипно-шатунный механизм	4,1	2,0	1,0	24	20	13,5
Насосные потери	2,4	1,5	1,0	14	15	13,5
Механизм газораспределения	1,8	1,0	0,60	11	10	8
Насосы масляный и топливный	1,5	1,2	1,15	9	12	16
Вентилятор и генератор	0,5	0,38	0,15	3	3	2
Общие	16,8	10,03	7,4	100	100	100
Общие (по экспериментальным данным)	16,5	10	6,9			

Рис. 4. Относительное изменение эффективного КПД дизеля η_e при отключении двух цилиндров:

1 – расчет при $\delta_m = 0,14$ и частоте вращения коленчатого вала $n = 1100$ мин⁻¹; 2 – расчет при $\delta_m = 0,14$ и $n = 1500$ мин⁻¹; 3 – расчет при $\delta_m = 0$ и $n = 1100$ мин⁻¹; 4 – расчет при $\delta_m = 0$ и $n = 1500$ мин⁻¹; Δ , o – экспериментальные данные

ность принятого в работах [7–11] допущения о равенстве мощностей механических потерь для полноразмерного дизеля и дизеля, переведенного на работу с частичным отключением цилиндров.

Сопоставление расчетных (кривые 3 и 4 на рис. 4) и экспериментальных данных показывает их удовлетворительную сходимость, что свидетельствует об адекватности уточненной методики. Это указывает на правомерность ее применения для проведения расчетной оценки топливной экономичности дизеля с отключением части цилиндров любым из известных методов, в том числе и путем прекращения подачи топлива с одновременным закрытием органов газораспределения.

При проведении расчетного исследования, учитывая, что затраты индикаторной мощности на газообмен (насосные потери) по опыт-

ным данным (табл. 1) достигают 14 % от общей мощности механических потерь, было принято, что $\delta_m = 0,14$.

Установлено, что способ отключения двух цилиндров путем прекращения подачи топлива с одновременным закрытием в них органов газораспределения способствует улучшению эффективности работы двигателя в исследуемом диапазоне изменения мощности (кривые 1 и 2 на рис. 4). При этом с уменьшением частоты вращения коленчатого вала наблюдается большее повышение эффективного КПД.

Выводы

1. Разработана методика, позволяющая по нагрузочной характеристике полноразмерного двигателя выполнять расчет индикаторных и эффективных показателей дизеля с частично отключенными цилиндрами. Методика позволяет более корректно (в сравнении с существующими методиками) осуществлять оценку топливной экономичности подобного двигателя.

2. Показано, что для любого способа отключения части цилиндров индикаторный КПД дизеля уменьшается вследствие снижения коэффициента избытка воздуха. Оценку изменения индикаторных показателей автотракторных дизелей на частичных нагрузочных режимах работы, в том числе и с отключением части цилиндров, целесообразно выполнять по опытной зависимости отношения индикаторного КПД к коэффициенту избытка воздуха в функции коэффициента избытка воздуха.

3. Результатами расчета, подтвержденными данными эксперимента, установлено, что отключение части цилиндров путем прекра-

щения подачи топлива без закрытия органов газораспределения ухудшает топливную экономичность дизеля 4С10,5/12 на частичных нагрузочных режимах работы.

4. Показано что, для случая отключения части цилиндров с прекращением подачи топлива и закрытием органов газораспределения топливная экономичность дизеля улучшается в области частичных нагрузок вследствие повышения механического КПД, главным образом, по причине уменьшения насосных потерь на газообмен.

Литература

1. Volkswagen Technical Site: <http://volkswagen.msk.ru>.
2. Суркин В.И., Федосеев С.Ю. Определение параметров работы двигателя ТТА при отключении части его цилиндров // Вестник ЧГАА. Челябинск. 2012. Том 61. С. 91–95.
3. Суркин В.И., Петелин А.А., Федосеев С.Ю. Снижение дымности отработавших газов дизеля отключением части цилиндров // Вестник ЮУрГУ. Челябинск. 2012. № 33. С. 69–74.
4. Хусаинов В.Н. Обоснование методики и разработка технических средств для исследования эффективности конвертации дизелей на регулирование режимов работы пропуском рабочих ходов поршней: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург-Пушкин, 2010. 20 с.
5. Хусаинов В.Н. Эффективный КПД двигателя, с регулированием режимов работы пропуском подачи топлива // Материалы международной научно-практической конференции. Уфа: БГАУ, 2010. С. 45–47.
6. Хусаинов В.Н., Баширов Р.М., Галиуллин Р.Р. Электронно управляемые топливные системы для дизелей, работающих пропуском подачи топлива // Материалы всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Уфа: БГАУ, 2008. Часть 4. С. 31–35.
7. Мельник И.С. Регулирование транспортных дизелей изменением их рабочих объемов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2013. 17 с.
8. Патрахальцев Н.П., 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.
9. Патрахальцев Н.Н., Страшнов С.В., Корнев Б.А., Мельник И.С. Регулирование дизеля методом отключения – включения цилиндров или циклов // Двигателестроение. 2011. № 3 (245). 2011. С. 7–12.
10. Патрахальцев Н.Н., Соловьев Д.Е., Корнев Б.А., Мельник И.С. Применение метода отключения цилиндров для регулирования работы дизеля, работающего на спиртовых топливах // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». 2011. № 4 (85). С. 116.
11. Аношина Т.С. Повышение экономических и экологических качеств транспортного дизеля при работе на режимах малых нагрузок и холостых ходов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 2014. 18 с.
12. Камышников Р.О. Повышение эксплуатационных качеств автотракторных дизелей регулированием их активных рабочих объемов на режимах малых нагрузок: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 2017. 16 с.
13. Страшнов С.В. Регулирование дизеля 6С11/12,5 изменением числа работающих цилиндров или циклов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 2017. 18 с.
14. Савастенко Э.А. Регулирование двигателя с искровым зажиганием изменением его рабочего объема: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 2016. 15 с.
15. Гайсин Э.М. Повышение топливной экономичности тракторных дизелей регулированием режимов их работы пропуском подачи топлива: автореферат дис. ... канд. техн. наук. М., 2009. 16 с.
16. Драгунов Г.Д., Медведев А.Н. Метод оценки эффективности отключения цилиндров автомобильного дизеля // Двигателестроение. 2007. № 4. С. 20–22.
17. Драгунов Г.Д., Мурог И.А., Медведев А.Н. Эффективность отключения части цилиндров для повышения топливной экономичности дизеля КАМАЗ-740.10 // Двигателестроение. 2010. № 2 (240). С. 34–36.
18. Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И. и др. Двигателя внутреннего сгорания: теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. М.: Машиностроение. 1983. 372 с.
19. Портнов Д.А. Быстроходные двигатели с воспламенением от сжатия. М.: Машиностроение. 1963. 639 с.
20. Байков Б.П., Бордуков В.Г., Иванов П.В., Дейч Р.С. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие. Л.: Машиностроение. 1975. 200 с.
21. Путинцев С.В. Механические потери в поршневых двигателях. Специальные главы конструирования, расчета и испытаний. Электронное учебное издание. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2011. 288 с.

References

1. Volkswagen Technical Site: <http://volkswagen.msk.ru>.
2. Surkin V.I., Fedoseev S.Yu. Determining the parameters of the TTA engine operation when a part

- of its cylinders is removed. Vestnik CHGAA. Chelyabinsk: CHGAA, 2012. Volume 61. Pp. 91–95. (in Russ.).
3. Surkin V.I., Petelin A.A., Fedoseev S.Y. Reducing the opacity of exhaust gases of a diesel engine by disabling part of the cylinder. Vestnik JuUrGU. Chelyabinsk: JuUrGU. 2012. No. 33. Pp. 69–74. (in Russ.).
 4. Khusainov V.N. Obosnovanie metodiki i razrabotka tehnikeskikh sredstv dlja issledovaniya jeffektivnosti konvertacii dizelej na regulirovanie rezhimov raboty propuskom rabochih hodov porshnej: avtoref. dis....kand. tehn. nauk. [Justification of the methodology and development of technical means for investigating the efficiency of converting diesels to regulate operating modes by skipping the working strokes of pistons]: avtoref. dis....Cand. Techn. Sciences. Saint Petersburg-Pushkin, 2010. 20 p.
 5. Khusainov V.N. Kpd engine, with regulation of operating modes by fuel supply pass. Materialy vserossijskoj nauchno-prakticheskoy konferencii s mezhdunarodnym uchastiem [Materials of the international scientific and practical conference]. Ufa: BGAU. 2010. Pp. 45–47. (in Russ.).
 6. Khusainov V.N., Bashirov P.M., Galiullin P.P. Electronically controlled fuel systems for diesels that operate with a fuel supply pass. Materialy vserossijskoj nauchno-prakticheskoy konferencii s mezhdunarodnym uchastiem. [Proceedings of the all-Russian scientific and practical conference with international participation]. Ufa: BGAU, 2008. Part 4. Pp. 31–35. (in Russ.).
 7. Melnik I.S. Regulirovanie transportnyh dizelej izmeneniem ih rabochih obemov [Regulation of transport diesel engines by changing their working volum]: author. dis.... Cand. Techn. Sciences. Moscow, 2013. 17 p.
 8. Patrakhaltsev N.P., Strashnov C.B., Melnik I.S., Kornev B.A. Changing the number of working cylinders of a diesel engine – a variant of increasing the efficiency of its low-load modes. Avtomobil'na-japromyshlennost. 2012. No 2. Pp. 11–13. (in Russ.).
 9. Patrakhaltsev N.N., Strashnov S.V., Kornev B.A., Melnik I.S. Regulation of dizel by switching cylinders or cycles off and on. Dvigatelsestroenie. 2011. No 3 (245). Pp. 7–12.
 10. Patrakhaltsev N.N., Soloviev D.E., Kornev B.A., Melnik I.S. Application of the cylinder shutdown method for regulating the operation of a diesel engine running on alcohol fuels. Vestnik MG TU im. N.Je. Bauman. Ser. «Mashinostroenie». 2011. No 4 (85). P. 116.
 11. Anoshina T.S. Povysheniej ekonomicheskikh i ekologicheskikh kachestv transportnogo dizelja pri rabote na rezhimah malyh nagruzok i holostyh hodov: avtoref. dis....kand. tehn. nauk. [Improving the economic and environmental qualities of transport diesel when operating under low load and idle modes: avref. Dis....Cand. Techn. Sciences]. Moscow, 2014. 18 p.
 12. Kamyshnikov R.O. Povysheniej ekspluatacionnyh kachestv avtotraktornyh dizelej regulirovaniem ih aktivnyh rabochih obemov na rezhimah malyh nagruzok: avtoref. dis.... kand. tehn. nauk. [Improving the performance of motor-tractor diesels by regulating their active working volumes at low load modes: avtoref. dis.... Cand. Techn. Sciences]. Moscow. 2017. 16 p.
 13. Strashnov S.V. Regulirovanie dizelja 6C11/12,5 izmeneniem chisla rabotajushchih cilindrov ili ciklov: avtoref. dis.... kand. tehn. nauk. [Regulation of the 6CH11/12.5 diesel engine by changing the number of operating cylinders or cycles: avtoref. dis.... Cand. Techn. Sciences]. Moscow. 2017. 18 p.
 14. Savastenko E.A. Regulirovanie dvigatelja s iskrovym zazhiganiem izmeneniem ego rabocheho ob#ema: avtoref. dis....kand. tehn. nauk. [Regulation of an engine with spark ignition by changing its working volume: avtoref. dis....Cand. Techn. Sciences] Moscow / 2016. 15 p.
 15. Gaisin E.M. Povyshenie toplivnoj ekonomichnosti traktornyh dizelej regulirovaniem rezhimov ih raboty propuskom podachi topliva: avtoreferatdiss.... kand. tehn. nauk. [Improving the fuel efficiency of tractor diesels by regulating their operation modes by skipping the fuel supply: abstract Diss....Cand. Techn. sciences]. Moscow-2009. 16 p.
 16. Dragunov G.D., Medvedev A. N. Method for evaluating the efficiency of switching off the cylinders of an automobile. Dvigatelsestroenie. 2007. No. 4. P. 20–22.
 17. Dragunov G.D., Murog I.A., Medvedev A.N. Efficiency of switching off part of the cylinders for increasing fuel efficiency of the KAMAZ-740.10 diesel. Dvigatelsestroenie. 2010. No. 2 (240). Pp. 34–36.
 18. Vyubov D.N., Ivashchenko N.A., Ivin V.I. etc. Dvigatelja vnutrennego sgoranija: Teorija porshnevnyh i kombinirovannyh dvigatelej. Internal combustion engine: [Theory of piston and combined engines; editor. by A.S. Orlin, M.G. Kruglov. 4th ed.], Moscow: Mashinostroenie. 1983. 372 p.
 19. Portnov D.A. Bystrohodnye dvigateli s vosplame-neniem ot szhatija [High-Speed engines with compression ignition]. Moscow: Mashinostroenie Publ.. 1963. 639 p.
 20. Baykov B.P., Bordukov G.V., Ivanov P.V., Deitch R.S. Turbochargers to boost diesel engines. Reference guide. Leningrad: Mashinostroenie Publ. 1975. 200 p.
 21. Putintsev S.V. Mechanical losses in piston engines. Special chapters for design, calculation, and testing. Electronic educational publication. Mehanicheskie poteri v porshnevnyh dvigateljah. Special'nye glavy: konstruirovaniya, rascheta i ispytaniy. Jelektronnoe uchebnoe izdanie. Moscow: Moscow state technical University. N.E. Bauman. 2011. 288 p.

ВЫБОР СИСТЕМЫ ДИФФЕРЕНЦИРОВАННОГО ВНЕСЕНИЯ УДОБРЕНИЙ И РЕЗУЛЬТАТЫ ЛАБОРАТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ В СЕВЕРНОМ КАЗАХСТАНЕ

SELECTION OF THE OPTIMAL SYSTEM OF DIFFERENTIATED FERTILIZER APPLICATION AND THE LABORATORY RESEARCH RESULTS IN NORTHERN KAZAKHSTAN

И.В. ТОКАРЕВ
А.Н. КУВАЕВ
А.И. ДЕРЕПАСКИН, Д.Т.Н.
С.И. БОБКОВ, К.Т.Н.

Костанайский филиал ТОО «Научно-производственный
центр агроинженерии», Костанай, Республика Казахстан
Tokarev_Ivan.V@mail.ru, 1989_antoxa_30@mail.ru,
celinnii@mail.ru, Sergbobkov@mail.ru

I.V. TOKAREV
A.N. KUVAYEV
A.I. DEREPAKIN, DSc in Engineering
S.I. BOBKOV, PhD in Engineering

Kostanai branch LLP «Scientific production center
of agricultural engineering», Kostanai, Republic of Kazakhstan,
Tokarev_Ivan.V@mail.ru, 1989_antoxa_30@mail.ru,
celinnii@mail.ru, Sergbobkov@mail.ru

В статье представлен анализ систем дифференцированного внесения удобрений и результаты лабораторных испытаний плоскореза-удобрителя. Технология дифференцированного внесения удобрений является одним из приоритетных направлений в координатном земледелии. Цель исследований – выбрать наиболее эффективную систему ДВУ для плоскорезов-удобрителей, применяемых в северных регионах Казахстана и проверить конструктивно-технологическую схему пневматического транспортирования. Оптимальная система дифференцированного внесения удобрений выбиралась по обобщенной функции желательности, основная сложность заключалась в создании одного единого признака, количественно определяющего функционирование исследуемого объекта. Для построения множественного параметра оптимизации использована идея преобразования натуральных значений частных откликов в безразмерную шкалу. Обработка полученной информации по системам дифференцированного внесения удобрений проводилась стандартными методами сравнения, анализа и синтеза. Результаты лабораторных испытаний обрабатывались методами математической статистики. По результатам исследований по обобщенной функции желательности выбрана система «Агронавигатор-Дозатор», состоящая из навигационного комплекса «Агронавигатор плюс», ГЛОНАСС/GPS-антенны, актуаторов, соединительных кабелей и пульта управления для дистанционного включения режима «Обработка». По результатам лабораторных испытаний проверки работоспособности системы пневматического транспортирования гранул минеральных удобрений и дозирующего устройства. Конструктивно-технологическая схема пневматического транспортирования включает в себя: вентилятор с приводом от гидромотора, распределитель потока воздуха, соединительные трубопроводы и эжекторные воронки. Установлено, что в интервале оборотов вентилятора от 2100 до 2700 об/мин обеспечивается устойчивое транспортирование гранул без забивания трубопроводов и эжекторных воронок, скорость воздушного потока в трубопроводах обеспечивается в интервале от 13 до 25 м/с. Отклонение фактической дозы внесения удобрений от заданной составило 2,1–5,0 %.

Ключевые слова: координатное земледелие, анализ систем, дифференцированное внесение, минеральные удобрения, обобщенная функция, лабораторные испытания, результаты испытаний.

The paper presents the analysis of systems for differentiated fertilization and the results of laboratory tests of subsurface fertilizer cultivator. The technology of the differentiated fertilizer application (DFA) is one of the priority areas in precision agriculture. The purpose of the research is to select the most effective DFA system for subsurface fertilizer cultivators applied in the northern regions of Kazakhstan and to test the design and technological scheme of pneumatic transport. The optimal system of differentiated application of fertilizers was chosen according to the generalized desirability function, the main difficulty was to create a sign that quantitatively determines the functioning of the object under study. To construct a multiple optimization parameter the idea of converting the natural values of specific object parameters into an unbounded scale was used. The obtained information on systems of differentiated fertilization was processed using standard methods of comparison, analysis, and synthesis. The results of laboratory tests were processed using methods of mathematical statistics. Based on the research results, according to the generalized desirability function the system «Agronavigator-Dozator» was chosen, which consists of a navigation system «Agronavigator Plus», GLONASS/GPS antenna, actuators, connecting cables and control panel for remote activation of the "Processing" mode. According to the laboratory tests, the functionality of the pneumatic transport system for mineral fertilizer granules and the dosing device was tested. The structural and technological scheme of pneumatic transport includes a fan driven by a hydraulic motor, airflow distributor, connecting pipelines and ejector funnels. It is established that in the range of fan revolutions from 2100 to 2700 rpm stable transportation of granules is provided without blockage of pipelines and ejector funnels, airflow speed in pipelines is provided in the range from 13 to 25 m/s. The deviation of the actual fertilizer dosage from the target was 2.1–5.0 %.

Keywords: precision agriculture, systems analysis, differentiated application, mineral fertilizers, generalized function, laboratory tests, test results.

Введение

Развитие координатного (точного) земледелия стало возможным в конце XX века, после широкого внедрения технологий глобального спутникового позиционирования, таких как ГЛОНАСС и GPS.

По ГОСТ Р 56084-2014, координатное земледелие – это система управления продукционным процессом сельскохозяйственных культур, основанная на комплексном использовании современных информационных, навигационных и телекоммуникационных технологий, программно-технических средств и систем, обеспечивающих оптимизацию агротехнологических решений применительно к конкретным почвенно-климатическим и хозяйственным условиям [1].

В растениеводстве цель точного земледелия – получение максимально возможного урожая и экономической выгоды при минимизации финансовых вложений и воздействия на окружающую среду [2].

В Республике Казахстан на период 2018–2022 гг. принята государственная программа «Цифровой Казахстан».

Технология дифференцированного внесения удобрений (ДВУ) является одним из приоритетных направлений в координатном (точном) земледелии. ДВУ – технология, позволяющая обеспечить корректировку дозы внесения удобрений в зависимости от положения агрегата на поле с учетом потенциальной урожайности каждой зоны и почвенного плодородия. Применение ДВУ позволяет более эффективно использовать удобрения, достигнуть максимально возможной урожайности и снизить экологическую нагрузку на окружающую среду. Результаты исследований показали, что экономия минеральных удобрений при ДВУ может составлять от 30 до 50 % и более в сравнении с традиционным способом внесения [3].

Опыт использования систем ДВУ в зарубежных странах способствовал активизации работы в данном направлении и в странах СНГ [4–7].

Почвы северного региона Казахстана имеют низкую обеспеченность фосфором (77 %), около 20 % имеют среднюю обеспеченность и только 3 % пашни имеют достаточную обеспеченность фосфором [8]. Внесение фосфорных удобрений проводят плоскорезами-удобрителями, которые за один проход выполняют сплошную плоскорезную обработ-

ку с одновременным сплошным внутрипочвенным внесением основной дозы гранулированных минеральных удобрений [9]. Применение плоскорезов-удобрителей обусловлено особенностью почвенно-климатических условий северного региона Казахстана.

Цель исследований

Выбрать наиболее эффективную систему ДВУ для плоскорезов-удобрителей, применяемых в северных регионах Казахстана, и проверить конструктивно-технологическую схему пневматического транспортирования.

Материалы и методы

Для сбора информации по системам ДВУ изучены доступные литературные источники были и технические характеристики по системам ДВУ.

Обработка полученной научно-технической информации по системам ДВУ проводилась стандартными методами сравнения, анализа и синтеза.

Оптимальная система ДВУ выбиралась по обобщенной функции желательности.

При наличии большого количества выходных параметров построение обобщенного параметра оптимизации связано с созданием одного единого признака, количественно определяющего функционирование исследуемого объекта. Основная трудность заключается в том, что каждый выходной параметр имеет свой физический смысл, свою размерность. Ряд параметров не имеют числового значения и является психофизическими. Для построения множественного параметра оптимизации использована идея преобразования натуральных значений частных откликов в безразмерную шкалу. Значение частного отклика лежит в интервале от 0 до 1 (0; 0,33; 0,66; 1).

Лепестковая диаграмма строилась по пяти параметрам, графически отображается уровень обобщенной функции желательности; предпочтение отдается диаграмме имеющей наибольшую площадь.

Для проведения исследований изготовлено орудие для внутрипочвенного дифференцированного внесения гранулированных минеральных удобрений.

Орудие оборудовано системой дифференцированного внесения удобрений «Агронавигатор-дозатор» (Россия, г. Новосибирск). Система предназначена для параллельного вождения

агрегата в дневных и ночных условиях с функцией автоматического управления нормой внесения по местоположению агрегата, в соответствии с картой-заданием [10]. Система состоит из навигационного комплекса «Агронавигатор плюс», ГЛОНАСС/GPS антенны, актуаторов, соединительных кабелей и пульта управления для дистанционного включения режима «Обработка».

Результаты и обсуждение

Существующие системы ДВУ подразделяются на две группы:

- системы ДВУ, работающие в режиме реального времени – on-line;
- системы ДВУ, работающие по имеющимся электронным картам-заданиям – off-line.

По результатам проведенного анализа литературных источников и технической характеристики по системам ДВУ для дальнейшего исследования было отобрано 6 образцов: система ДВУ с оптическим датчиком CROP SENSOR ISARIA; система ДВУ с оптическим датчиком CropSpec; система ДВУ с оптическим датчиком GreenSeeker RT 2000; система ДВУ с оптическим датчиком Yara N-Sensor и Yara N-Sensor ALS; система ДВУ Artemis; система ДВУ «Агронавигатор-дозатор» [10–15].

В общем виде система дифференцированного внесения материалов, работающая в режиме «on-line» состоит из следующих элементов: сенсорный датчик, контроллер дифференцированного внесения и подачи материала, GNSS-приемник (спутниковый) для сельскохозяйственных работ, автоматический контроллер расхода материала, терминал управления.

Сенсорная система ДВУ, работающая в режиме on-line имеет существенный недостаток, она определяет единственный элемент питания – азот.

Системы ДВУ, работающие в режиме off-line, способны работать одновременно с несколькими элементами питания (калий, магний, фосфор и др.) при наличии соответствующей карты-задания.

Недостатком систем, работающих в режиме «off-line», является необходимость проведения предварительного обследования конкретного участка поля для определения недостатка в питательных элементах, что приводит к увеличению затрат; второй недостаток заключается в невозможности отбора проб в период вегетации растений.

Анализ информации по системам дифференцированного внесения удобрений показал, что в условиях зерносеющих районов северного Казахстана для дифференцированного внесения фосфорных удобрений подходят системы ДВУ «Artemis» и «Агронавигатор-Дозатор», которые осуществляют дифференцированное внесение удобрений в двухэтапном режиме (off-line) по имеющимся электронным картам-заданиям.

Для дальнейшего выбора системы дифференцированного внесения удобрений воспользовались комплексным показателем – обобщенной функцией желательности. Обобщенная функция желательности d учитывает ряд критериев:

- критерий $d1$ – надежность системы ДВУ;
- критерий $d2$ – стоимость системы ДВУ;
- критерий $d3$ – соответствие требованиям протокола ISO 11783 (ISOBUS);
- критерий $d4$ – трудоемкость монтажа/демонтажа системы ДВУ;
- критерий $d5$ – наличие и доступность сервисной поддержки и запасных частей.

Ранжирование каждого показателя проходило в интервале от 0 до 1 с шагом 0,33.

Меньшее значение показателя показывает худший результат по сравнению с большим.

Для получения экспертной оценки по каждой системе привлечены были специалисты в данной области.

По обработанным данным, построена лепестковая диаграмма, представленная на рис. 1.

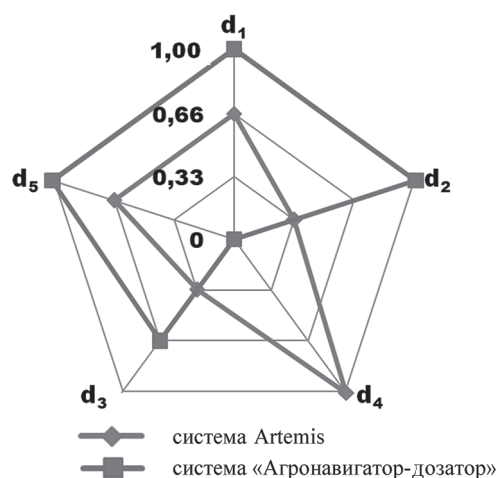


Рис. 1. Лепестковая диаграмма обобщенной функции желательности по системам дифференцированного внесения материалов

Установлено, что из двух рассматриваемых систем наибольшей площадью диаграммы обладает система «Агронавигатор-дозатор». Однако данная система имеет недостаток; оборудование не соответствует требованиям протокола ISO 11783 (ISOBUS), что не позволит совместить компоненты системы «Агронавигатор-дозатор» с бортовыми компьютерами современных тракторов.

Для проверки работоспособности конструктивно-технологической схемы с пневматической системой транспортирования и системы ДВУ проведены лабораторные испытания.

В испытаниях использовался гранулированный аммофос. Перед проведением лабораторных испытаний были определены физико-механические свойства минеральных удобрений и гранулометрического состава. Значения определяемых показателей соответствовали требованиям ГОСТ 28714-2007 [16].

Основным этапом проведения лабораторных испытаний являлась проверка работоспособности конструктивно-технологической схемы пневматической системы транспортирования, которая состоит из вентилятора с приводом от гидромотора, распределителя потока воздуха, соединительных трубопроводов и эжекторных воронок.

Установлено, что при оборотах от 2100 до 2700 об/мин вентилятор ВР-12-26-3,15 создает скорость воздушного потока в трубопроводах в интервале от 13 до 25 м/с, что обеспечивает устойчивое транспортирование гранул без забивания.

Следующим этапом лабораторных испытаний являлось проверка системы дифференцированного внесения удобрений.

Для проверки работы оборудования дифференцированного внесения в лабораторных условиях без движения агрегата по полю был приобретен «Агронавигатор-тренажер» (далее симулятор) (Россия, г. Новосибирск) [10].

Общий вид системы дифференцированного внесения минеральных удобрений с установленным симулятором представлен на рис. 2.

Крепление актуатора к дозирующему устройству осуществляется с помощью двух болтов, для чего был изготовлен кронштейн. Общий вид дозирующего устройства и актуатора представлен на рис. 3.

Работа с системой ДВУ начинается с калибровки потенциометра актуатора, при которой происходит калибровка потенциометра акту-



Рис. 2. Общий вид системы дифференцированного внесения минеральных удобрений с установленным симулятором



Рис. 3. Общий вид дозирующего устройства и актуатора

атора от закрытого положения дозирующего устройства до максимально открытого. Проведение калибровки потенциометра позволяет установить границы хода штока актуатора от 0 до 100 % и при заданном значении системой превышать не будут.

Для проведения лабораторных испытаний в навигационный комплекс была загружена карта-задание с разбитыми ячейками с условной нормой внесения от 20 до 120 кг/га, с шагом 10 кг/га. В режиме симуляции происходило движения агрегата по полю и при пересечении ячейки с установленной нормой внесения, на актуатор подавалась команда для изменения длины рабочей части катушки. Работа дозирующего устройства осуществлялась путем вращения приводного колеса на определенное количество оборотов, согласно стандартной методике, и проводился отбор проб для измерения фактической дозы внесения удобрений [16].

Таблица

Результаты лабораторных испытаний системы дифференцированного внесения минеральных удобрений

Показатель	Значение показателя										
Осевое перемещение штока, %	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Осевое перемещение штока, мм	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Длина рабочей части катушки, мм	4	7	10	13	16	19	22	25	28	31	34
Установленная доза внесения удобрений, кг/га	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Фактическая доза внесения удобрений, кг/га	19,0	28,5	38,1	47,8	57,5	67,5	77,4	87,3	97,2	107,3	117,4
Отклонение фактической дозы внесения удобрений от заданной, %	5,0	4,9	4,7	4,4	4,2	3,6	3,3	3,0	2,8	2,5	2,1

В процессе калибровки потенциометра актуатора установлено, что для корректной работы системы дифференцированного внесения минеральных удобрений в дозирующей системе необходимо устранить люфты в рычагах и катушках высевальных аппаратов.

Результаты лабораторных испытаний представлены в таблице.

В результате лабораторных испытаний проверена работоспособность конструктивно-технологической схемы пневматической транспортирующей системы, установлен интервал оборотов вращения вентилятора: от 2100 до 2700 об/мин, при которых обеспечивается транспортирование гранул удобрений без забивания эжекторных воронок и трубопроводов, при скорости воздушного потока в трубопроводах в интервале от 13 до 25 м/с.

По результатам испытаний системы дифференцированного внесения минеральных удобрений установлено, что отклонение фактической дозы внесения удобрений от заданной составило 2,1–5,0 %, что соответствует нормативным требованиям [17].

Выводы и заключение

Установлено, что для хозяйств зерносеющих районов Северного Казахстана подходят системы Artemis и «Агронавигатор-дозатор», которые осуществляют дифференцированное внесение удобрений в двухэтапном режиме (off-line) по имеющимся электронным картам-заданиям.

По обобщенной функции желательности выбрана оптимальная система «Агронавигатор-дозатор», которая состоит из навигацион-

ного комплекса с монтажным устройством, ГЛОНАСС/GPS-антенны, исполнительных механизмов (актуаторы), кабелей питания и связи, пульта дистанционного включения режима обработки.

По результатам лабораторных испытаний установлено, что конструктивно-технологическая схема пневматической транспортирующей системы обеспечивает транспортирование гранул без забивания трубопроводов в интервале оборотов вентилятора от 2100 до 2700 об/мин, при скорости воздушного потока в трубопроводах в интервале от 13 до 25 м/с. Исполнительный механизм дозирующего устройства обеспечивает регулировку дозы внесения в соответствии с картой-заданием с отклонением фактической дозы внесения от заданной на 2,1–5,0 %.

Литература

- ГОСТ Р 56084-2014. Глобальная навигационная спутниковая система. Система навигационно-информационного обеспечения координатного земледелия. Термины и определения. М.: Стандартинформ, 2014. 7 с.
- Katalin Takács-Gyurgy. Economic aspects of chemical reduction on farming – future role of precision farming // Acta Agriculturae Scandinavica Section C Economy, 2008. С. 115–120. URL: https://www.researchgate.net/publication/249028634_Economic_aspects_of_chemical_reduction_in_farming_-_future_role_of_precision_farming (дата обращения 21.02.2020).
- Abramov N.V., Semizorov S.A. Innovative Technologies of Cultivation of Crops in the Era of the

- Digital Economy // International Conference on Smart Solutions for Agriculture. – 2018. – С. 1–5. URL: <https://www.atlantispress.com/proceedings/agrosmart-18/55908646> (дата обращения 24.02.2020).
4. Еремин Д.И., Кибук Ю.П. Дифференцированное внесение удобрений как инновационный подход в системе точного земледелия // Вестник КрасГАУ. 2017. № 8. С. 17–26.
 5. Личман Г.И., Колесникова В.А., Марченко Н.М., Марченко А.Н. Разработка алгоритма оценки точности систем позиционирования ГЛОНАСС/GPS при дифференцированном внесении удобрений // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2017. № 2. С. 4–8.
 6. Nukeshev S.O., Lichman G.I., Marchenko N.M. Substantiation of requirements to quality of application of mineral fertilizers in system of precision agriculture // S.Seifullin Kazakh Agro Technical Universitu Science Review. 2007. Vol. 1. No. 2. P. 59–67.
 7. Абуова А.Б., Тулкубаева С.А., Тулаев Ю.В. Оценка пространственной неоднородности агрохимических параметров почвы в пределах делянки полевого опыта // 3i: intellect, idea, innovation – интеллект, идея, инновация. 2019. № 2. С. 36–42.
 8. Двуреченский В.И., Ермаков М.М., Сочнев Г.И. и др. Рекомендации по системе ведения сельского хозяйства. Кустанайская область / под редакцией Ш.М. Чултурова. Алма-Ата: Кайнар, 1979. 394 с.
 9. Дерепаскин А.И., Куваев А.Н. Обоснование параметров рабочих органов орудия для внесения основной дозы минеральных удобрений в пахотный слой // 3i: intellect, idea, innovation – интеллект, идея, инновация. 2012. № 2. С. 40–42.
 10. Руководство пользователя. Бортовой навигационный комплекс «Агронавигатор». URL: http://aerounion.ru/files/AgronavigatorPlus/Instr_type_4.pdf (дата обращения: 24.02.2020).
 11. Crop Canopy Sensors for Nutrient Mapping. URL: <https://www.topconpositioning.com/crop-sensing/canopy-sensing/cropspec#panel-product-info> (дата обращения 24.02.2020).
 12. GreenSeeker System. URL: <https://agriculture.trimble.com/product/greenseeker-system/> (дата обращения 24.02.2020).
 13. Yara N-Sensor. URL: <https://www.yara.ru/crop-nutrition/tools-and-services/n-sensor/> (дата обращения 24.02.2020).
 14. Artemis. URL: <https://www.rdstec.com/product/artemis/> (дата обращения 24.02.2020).
 15. Crop sensor isaria. URL: <https://www.claas.ru/produktiya/easy-2018/vysokotochnoye-syelskoye-khozyajstvo/crop-sensor-isaria> (дата обращения 24.02.2020).
 16. ГОСТ 28714-2007. Машины для внесения твердых минеральных удобрений. Методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2007. 40 с.
 17. Табашников А.Т., Федоренко В.Ф., Буклагин Д.С. и др. Система критериев качества, надежности, экономической эффективности сельскохозяйственной техники: инструктивно-метод. издание / под редакцией А.Т. Табашникова. М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2010. 188 с.

References

1. GOST R 56084-2014. Global'naya navigacionnaya sputnikovaya sistema. Sistema navi-gacionno-informacionnogo obespecheniya koordinatnogo zemledeliya. Terminy i opredele-niya. M.: Standartinform, 2014. 7 p.
2. Katalin Takács-Gyurgy. Economic aspects of chemical reduction on farming – future role of precision farming // Acta Agriculturae Scandinavica Section C Economy, 2008. S.115-120 [Elektronnyj resurs]. URL.: https://www.researchgate.net/publication/249028634_Economic_aspects_of_chemical_reduction_in_farming_-_future_role_of_precision_farming (data obrashcheniya: 21.02.2020).
3. Abramov N.V., Semizorov S. A. Innovative Technologies of Cultivation of Crops in the Era of the Digital Economy // International Conference on Smart Solutions for Agriculture. – 2018. – S. 1–5. [Elektronnyj resurs]. Sistem. trebovaniya: Adobe Acrobat Reader. – URL.: <https://www.atlantispress.com/proceedings/agrosmart-18/55908646> (data obrashcheniya: 24.02.2020)
4. Eremin D.I., Kibuk YU.P. Differencirovannoe vnesenie udobrenij kak innovaci-onnyj podhod v sisteme tochnogo zemledeliya // Vestnik KrasGAU. 2017. No 8. Pp. 17–26.
5. Lichman G.I., Kolesnikova V.A., Marchenko N.M., Marchenko A.N. Razrabotka algo-ritma ocenki tochnosti sistem pozicionirovaniya GLONASS/GPS pri differencirovannom vnesenii udobrenij // Sel'skohozyajstvennye mashiny i tekhnologii. 2017. No 2. Pp. 4–8.
6. Nukeshev S.O., Lichman G.I., Marchenko N.M. Substantiation of requirements to quality of application of mineral fertilizers in system of precision agriculture // S.Seifullin Kazakh Agro Technical Universitu Science Review. 2007. Vol. 1. No. 2. Pp. 59–67.
7. Abuova A.B., Tul'kubaeva S.A., Tulaev YU.V. Ocenka prostranstvennoj neodnorod-nosti agrohimicheskikh parametrov pochvy v predelah delyan-

- ki polevogo opyta // 3i: intellect, idea, innovation – intellekt, ideya, innovaciya. 2019. No 2. Pp. 36–42.
8. Rekomendacii po sisteme vedeniya sel'skogo hozyajstva. Kustanajskaya oblast' / V.I. Dvurechenskij, M.M. Ermakov, G.I. Sochnev [i dr.]; [pod redakciej SH.M. CHulturova]. Alma-Ata: Kajnar, 1979. 394 p.
 9. Derepaskin A.I., Kuvaev A.N. Obosnovanie parametrov rabochih organov orudiya dlya vneseniya osnovnoj dozy mineral'nyh udobrenij v pahotnyj sloj // 3i: intellect, idea, innovation – intellekt, ideya, innovaciya. 2012. No 2. pp. 40-42.
 10. Rukovodstvo pol'zovatelya. Bortovoj navigacionnyj kompleks «Agronavigator» [Elektronnyj resurs]. Sistem. trebovaniya: Adobe Acrobat Reader. – URL.: http://aerounion.ru/files/AgronavigatorPlus/Instr_type_4.pdf (data obrashcheniya: 24.02.2020).
 11. Crop Canopy Sensors for Nutrient Mapping [Elektronnyj resurs]. URL.: <https://www.topcon-positioning.com/crop-sensing/canopy-sensing/cropspec#panel-product-info> (data obrashcheniya: 24.02.2020).
 12. GreenSeeker System [Elektronnyj resurs]. URL.: <https://agriculture.trimble.com/product/greenseeker-system/> (data obrashcheniya: 24.02.2020).
 13. Yara N-Sensor [Elektronnyj resurs]. URL: <https://www.yara.ru/crop-nutrition/tools-and-services/n-sensor/> (data obrashcheniya: 24.02.2020).
 14. Artemis [Elektronnyj resurs]. URL: <https://www.rdstec.com/product/artemis/> (data obrashcheniya: 24.02.2020).
 15. Crop sensor isaria [Elektronnyj resurs]. URL: <https://www.claas.ru/produktsiya/easy-2018/vysokotochnoye-syelskoye-khoeyajstvo/crop-sensor-isaria> (data obrashcheniya: 24.02.2020).
 16. GOST 28714-2007. Mashiny dlya vneseniya tverdyh mineral'nyh udobrenij. Metody ispytanij. M.: Standartinform, 2007. 40 p.
 17. Sistema kriteriev kachestva, nadezhnosti, ekonomicheskoy effektivnosti sel'sko-hozyajstvennoj tekhniki: instruktivno-metod. izdanie / A.T. Tabashnikov, V.F. Fedorenko, D.S. Buklugin [i dr.]; [pod redakciej A.T. Tabashnikova]. M.: FGNU «Rosinformagrotekh», 2010. 188 p.

Представленные исследования выполнены в рамках договора № 31-2 от 19 ноября 2018 г. с НРЦЗХ им. А.И. Бараева на выполнение прикладных научных исследований в области агропромышленного комплекса на 2018–2020 г. по бюджетной программе 267.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ПОЧВУ ШИН СВЕРХНИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГОСРЕДСТВ

COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL ASSESSMENT OF THE EFFECT OF ULTRA-LOW PRESSURE TIRES ON THE GROUND OF MOBILE POWER EQUIPMENT

З.А. ГОДЖАЕВ¹, д.т.н.
С.В. ГОНЧАРЕНКО²
А.В. АРТЕМОВ²
В.И. ПРЯДКИН², д.т.н.
Т.З. ГОДЖАЕВ¹

¹ Федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ», Москва, Россия, fic51@mail.ru

² Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова, Воронеж, Россия, vip16.vgtu@mail.ru

Z.A. GODZHAEV¹, DSc in Engineering
S.V. GONCHARENKO²
A.V. ARTEMOV²
V.I. PRYADKIN², DSc in Engineering
T.Z. GODZHAEV¹

¹ Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia, fic51@mail.ru

² Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Voronezh, Russia, vip16.vgtu@mail.ru

В статье приведен метод определения максимальных давлений в контакте шины сверхнизкого давления с деформируемой почвой с низкой несущей способностью на примере тонкостенной шины 1020х420-18 модели Бел-79. В сложившейся практике определения воздействия пневматических шин на почву используется метод определения площади контакта шины на недеформируемой плоской опорной поверхности. Максимальное давление шины на почву вычисляется как отношение нагрузки на шину к полученной площади контакта, умноженное на поправочные коэффициенты. Сравнением полученного максимального давления в контакте шины с недеформируемой опорной поверхностью с допустимым давлением оценивается соответствие тракторных и сельскохозяйственных шин условиям эксплуатации на почвах с определенной влажностью и твердостью. Но такой метод оценки неприемлем для шин низкого и сверхнизкого давления из-за значительной деформации шины и почвы в контакте и, следовательно, большей площади контакта и меньших значениях максимальных и средних давлений на почву. Поэтому новизной работы является экспериментальная оценка воздействия на почву шин низкого и сверхнизкого давления на деформируемом грунте. Метод включает в себя экспериментальное определение зависимости деформаций шины и грунта от давления воздуха в шине и нагрузки, а также зависимости размеров площадей контакта на деформируемом грунте от деформаций шины и грунта. По площадям контакта и коэффициентам неравномерности распределения давления в контакте по среднестатистическим значениям и формам эпюр определено максимальное давление в контакте шины с деформируемым грунтом. В результате впервые получены кривые зависимостей максимальных давлений в контакте от давлений воздуха и нагрузок на деформируемом грунте для шин низкого и сверхнизкого давлений. Зависимости максимальных давлений в контакте от давления воздуха при фиксированных нагрузках могут быть, своего рода, паспортом тонкостенных шин, аналогично тяговым характеристикам тракторных шин и тягово-скоростным характеристикам автомобильных шин. Полученные результаты позволяют с большой точностью определить эксплуатационные режимы автотранспортных средств высокой проходимости на шинах низкого и сверхнизкого давлений.

Ключевые слова: шина, деформация, грунт, площадь, контакт, давление, эксперимент, характеристика, зависимость, номограмма.

The article describes a method for determining the maximum pressures in contact of an ultra-low pressure tire with deformable soil: with low bearing capacity using the example of a thin-walled tire 1020x420-18 of the Bel-79 model. In the current practice of determining the effect of pneumatic tires on the soil, the method of determining the contact area of a tire on an undeformable flat bearing surface is used. By dividing the load on the tire by the obtained contact area, multiplied by correction factors, the maximum tire pressure on the soil is obtained. By comparing the maximum pressure obtained in the tire contact with the non-deformable bearing surface with the permissible pressure, the correspondence of tractor and agricultural tires to operating conditions on soils with a certain moisture and hardness is evaluated. But this method of assessment is unacceptable for tires of low and ultra-low pressure due to significant deformation of the tire and soil: in contact and, therefore, a larger contact area and lower values of maximum and average pressure on the soil. Therefore, the novelty of the work is an experimental assessment of the impact on the soil of tires of low and ultra-low pressure on deformable soil. The method includes the experimental determination of the dependence of tire and ground deformations on air pressure in a tire and load, as well as the dependence of the contact area sizes on deformable soil on tire and ground deformations. The contact areas and the coefficients of the uneven distribution of pressure in the contact according to the average values and shapes of the diagrams determine the maximum pressure in the contact of the tire with deformable soil. As a result, the curves of the dependences of maximum pressures in contact on air pressures and loads on deformable soil for low and ultra-low pressure tires were obtained for the first time. The dependences of maximum pressures in contact on air pressure at fixed loads can be a kind of passport for thin-walled tires, similar to the traction characteristics of tractor tires and the traction and speed characteristics of automobile tires. The results obtained make it possible to determine with high accuracy the operating conditions of high-traffic vehicles on low and ultra-low pressure tires.

Keywords: tire, deformation, soil, area, contact, pressure, experiment, characteristic, dependence, nomogram.

Введение

Разработка мобильных средств на шинах сверхнизкого давления ведется активно в связи с ужесточившимися требованиями к воздействию ходовых аппаратов мобильных средств на почвенно-растительный покров северных территорий и на почвы в аграрном и лесном хозяйствах средней полосы России [1].

Повышение проходимости транспортных и транспортно-технологических агрегатов является одной из наиболее значимых проблем машиностроения. В решении проблемы проходимости наступил новый этап – этап создания экологических средств высокой проходимости, способных эффективно работать на почвенно-грунтовых поверхностях с низкой несущей способностью [2, 3].

Одним из вариантов наиболее экономичного решения проблемы проходимости является комплектация транспортных средств шинами низкого и сверхнизкого давления (ШСНД). По конструктивному исполнению ШСНД представляет из себя тонкостенную оболочку с нормой слойности корда 2 или 4 и высотой рисунка протектора не более 20 мм. При взаимодействии со слабонесущим грунтом ШСНД способна деформироваться на 17–35 % от высоты профиля. При этом создается значительная опорная поверхность площадей контакта шины с деформируемым слабонесущим грунтом. При небольших значениях радиальных нагрузок на ШСНД 200–1200 кг – и больших площадях контакта 0,1–0,2 м² обеспечивается получение средних удельных давлений 20–60 кПа. Наименьшее значение давления в контакте 20 кПа обеспечивает применение ШСНД в условиях Арктики и северных территорий [4, 5].

Значение давления менее 80 кПа в соответствии с [6] и [7] позволяет применять ШСНД в агропромышленном комплексе и лесном хозяйстве. Для проектирования и создания МЭС на ШСНД необходимо иметь выходные эксплуатационные характеристики тонкостенных шин (ВХШ). Имеющиеся в настоящее время способы и методы получения ВХШ базируются на интерпретации испытаний шин на твердой опорной поверхности на деформируемом грунте. Так, в работах [8] и [9] авторы применили формулу Бидермана [15] для нахождения радиальной деформации шины в зависимости от нагрузки, давления воздуха и давления про-

тектора P_o при отсутствии давления воздуха в шине. В эту формулу входят три неизвестные величины C_1 , C_2 и P_o . Для практического применения формулы сначала определяются C_1 и C_2 регрессионным анализом, а P_o подбирается так, чтобы коэффициент корреляции имел максимальную величину. В МГТУ им. Н.Э. Баумана после многократных экспериментов приравняли P_o к «нулю» и упростили формулу Бидермана, оставив две независимые переменные C_1 и C_2 для построения универсальной характеристики шины. Для нахождения площадей контакта шин с плоской опорной поверхностью применялась формула эллипса, у которой коэффициент формы составляет 0,785 от произведения длины и ширины отпечатка. Немногим более приближенно определяют площадь контакта с использованием формулы Хедекеля и вычислением по ней длины и ширины отпечатка. При проверке формулы Хедекеля в НИИКГШ [10] расхождение результатов доходило до 30 %. Тенденция переноса испытаний шин на твердой опорной поверхности на деформируемую почву сохранена и при разработке стандарта [7] при оценке соответствия колесных движителей нормам воздействия на почву.

В настоящее время продолжается применение метода переноса испытаний шин на твердой поверхности на деформируемую почву [11]. В этой работе также используется формула Бидермана, полученная для автомобильных шин с тремя независимыми переменными C_1 , C_2 и P_o . Также снимается отпечаток на твердой опорной поверхности. Но, в отличие от предыдущих работ, вычисление площади отпечатка проводится несколькими методами, в том числе методом фотографирования с миллиметровой, компьютерной обработкой и умножением площади на масштаб миллиметровки на фотографии. Для шин низкого и сверхнизкого давлений такие методы получения выходных характеристик неприемлемы из-за значительной деформации шины и грунта с низкой несущей способностью [12, 16, 17].

Цель исследований

Разработка метода получения выходных эксплуатационных характеристик шин сверхнизкого давления экспериментальным путем на деформируемом грунте со слабой несущей способностью.

Материалы и методы

Объектом исследования в настоящей работе является пневматическая тонкостенная шина сверхнизкого давления диагональной конструкции размерностью 1020×420-18 модели Бел-79 в камерном исполнении производства АО «Белшина». Данная шина широко используется в конструкциях внедорожников, вездеходов и мотовездеходах, а также в машинах и минитракторах, выполняющих работы в сельском и лесном хозяйстве. Шины Бел-79 предназначены для эксплуатации во всех климатических зонах при температуре окружающей среды от -45 до $+55$ °С.

Особенностью конструкции шины является оригинальный рисунок протектора, выполненный в виде шашек разнообразной формы: ромбов со скосами, прямоугольников с вырезами трапецией, пятиугольников и Т-образных фигур по боковинам. Наиболее часто встречающийся размер шашек с габаритами по длине и ширине, соответственно, 30×40 мм. Высота рисунка протектора составляет 20 мм. Шашки расположены линиями перпендикулярными к центральной плоскости качения шины под углом 90°. Количество шашек в линиях чередуется – шесть, семь, шесть. Шаг линий по центру беговой дорожки составляет 64,2 мм. Ширина беговой дорожки меньше ширины профиля и составляет 401 мм. Вес шины в сборе с камерой и ободом 330-462 составляет 56 кг.

Для получения выходных эксплуатационных характеристик шины проводились стендовые испытания на универсальном функциональном стенде СИБ-1М (рис. 1) [1, 5].

Емкость с грунтом выполнена в виде стола с бортами, установленного на восемь катков, по четыре с каждой стороны стола. В вертикаль-

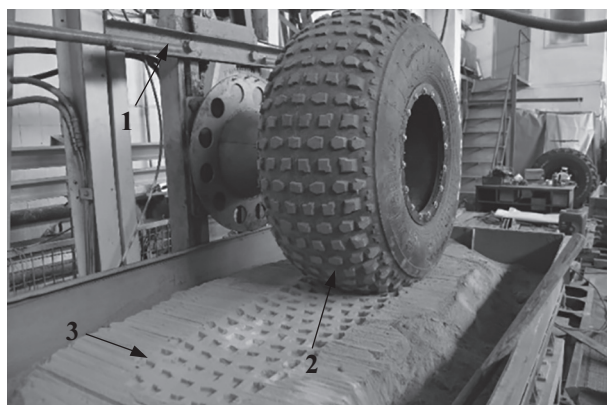


Рис. 1. Фрагмент проведения эксперимента

ном направлении движется подвижная каретка, выполненная в виде рамы, на которую крепится плита 1 с полуосью от трактора ЮМЗ-6Л. К ступице полуоси через переходник устанавливается испытываемая шина 2. Таким образом обеспечивается подъем и опускание испытываемой шины после заезда, а грунт 3 рыхлится и разравнивается.

На стенде устанавливалась аппаратура высокой чувствительности с большими коэффициентами усиления. Подвижные части стенда уравновешивались противовесами, что позволяло вести измерение параметров процесса от абсолютного «нуля». Испытания на определение давлений шин на почву проводились в соответствии с ГОСТ 26953-86 (раздел 3) [13].

Параметры отпечатков шин, определение площадей контакта, вычисление средних и максимальных давлений шины на почву-грунт проводились по методике [14].

Снятие зависимости радиальной деформации шины и грунта от нагрузки на шину и давления воздуха проводились следующим образом. В шине устанавливалось максимальное заявленное давление 80 кПа по образцовому манометру 1 класса. Грунт в емкости стола стенда рыхлился и разравнивался. Подвижная каретка с шиной приподнималась над поверхностью грунта через динамометр крюком кран-балки. Устанавливались испытательные нагрузки 400, 525, 620 и 650 кг навесной грузовой на навесное устройство каретки и на платформу противовеса. Каретка через гидроцилиндр подъема с упорной резьбой опускала шину на деформируемый грунт до начала контакта.

Каретка через гидроцилиндр подъема и последовательно соединенный с гидроцилиндром винт с упорной резьбой опускала шину на деформируемый грунт до начала контакта. Начало контакта фиксировалось листом бумаги, а точность установки контакта обеспечивалось медленным вращением штурвала ходового винта. В момент контакта шины с грунтом лист бумаги шевелился. Это положение считалось «нулевым». На миллиметровке, наклеенной на металлическую пластину и жестко соединенной с испытываемой шиной, устанавливалась нулевая отметка. Точность установки нулевого положения составляла ± 2 мм.

Шина приподнималась гидроцилиндром, фиксирующий палец удалялся, затем шина с нагрузкой опускалась на грунт свободно, до выхода вилки гидроцилиндра из ушка ка-

ретки. После фиксирования общей радиальной деформации шины и грунта $h_{z \text{ общ}}$ (рис. 2) измерялась глубина колеи не менее, чем в шести точках по центру для получения надежно повторяющихся результатов.

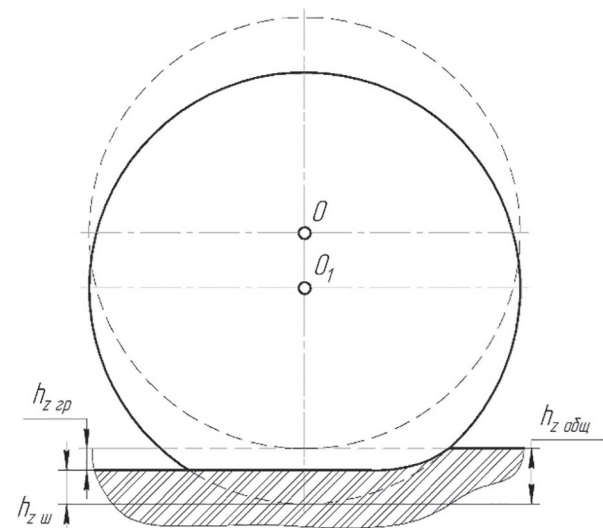


Рис. 2. Совместные радиальные деформации шины сверхнизкого давления и грунта:

$h_{z \text{ общ}}$ – общая радиальная деформация;
 $h_{z \text{ ш}}$ – радиальная деформация шины;
 $h_{z \text{ гр}}$ – деформация грунта; O – начальное положение касания шиной грунта; O_1 – рабочее положение взаимодействия шины с грунтом

Работа стенда осуществлялась по принципу обращенного качения колеса: испытуемое колесо с шиной неподвижно, а опорная поверхность в виде емкости с деформируемым грунтом перемещается при качении шины (рис. 1).

После каждого прохода шина приподнималась над грунтом. Подвижный стол возвращался в исходное состояние, грунт рыхлился и разравнивался. Деформация шины $h_{z \text{ ш}}$ (рис. 2) вычислялась по формуле:

$$h_{z \text{ ш}} = h_{z \text{ общ}} - h_{z \text{ гр}}, \quad (1)$$

где $h_{z \text{ общ}}$ – среднее значение совместной деформации шины и грунта, мм; $h_{z \text{ гр}}$ – среднее значение глубины колеи после прохода шины по деформируемому грунту, деформация грунта, мм.

После определения деформации шины $h_{z \text{ ш}}$ и общей деформации $h_{z \text{ общ}}$ шины и грунта, определялись параметры площадей отпечатка. Шина с установленным давлением воздуха и установленной нагрузкой опускалась на разрыхленный и разравненный грунт. Замерялась деформация шины и грунта $h_{z \text{ общ}}$. После подъема шины измерялись длина L , ширина отпечатка B (рис. 3).

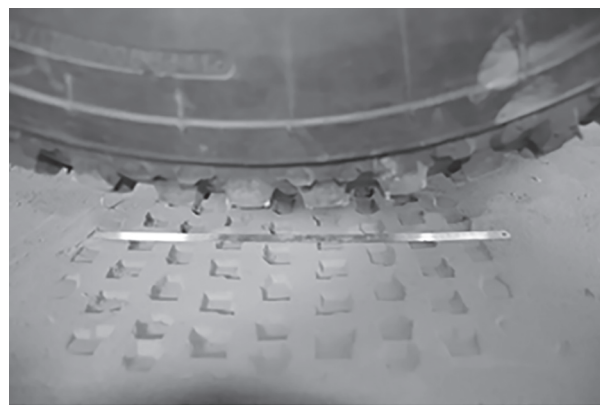


Рис. 3. Отпечаток контакта шины 1020×20-18 Бел-79 на грунте

Указанная последовательность – медленное опускание, установка нуля, подъем разблокировка связи гидроцилиндра, опускание на грунт, замер деформации $h_{z \text{ общ}}$ шины с грунтом, заезд, замер глубины колеи $h_{z \text{ гр}}$ – повторялось от трех до шести и более раз.

Отпечаток шины сверхнизкого давления на эксплуатационных нагрузках и давлениях воздуха, как правило, имеет форму прямоугольника со скругленными углами (рис. 4).

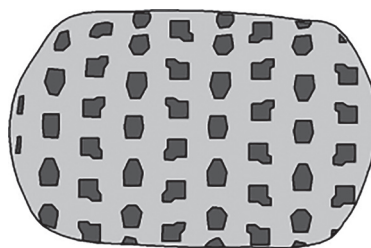


Рис. 4. Форма площади контакта шины 1020×420-18 модели Бел-79 с грунтом

Отпечаток фотографировался с листом миллиметровки со сторонами 10×10 см. Фотография подвергалась компьютерной обработке для вычисления фактической площади контура отпечатка в программе Kompas-3D V16.1, которая делилась на произведение длины и ширины отпечатка $L \times B$. Таким образом вычислялся коэффициент формы K_{ϕ} по формуле:

$$K_{\phi} = \frac{F_{\phi}}{L \cdot B}, \quad (2)$$

где F_{ϕ} – фактическая площадь криволинейного прямоугольника, полученная компьютерной обработкой контура отпечатка на фотографии; L – длина отпечатка на фотографии; B – ширина отпечатка на фотографии.

Для шины размера 1020×420-18 модели Бел-79 коэффициент формы имел средние значения 0,83–0,87 для диапазона нагрузок $400 \leq G_z \leq 650$ кг и давлений воздуха $20 \leq P_w \leq 80$ кПа. Поэтому контурная площадь отпечатка определялась по формуле:

$$F_\phi = K_\phi \cdot L \cdot B, \quad (3)$$

где L – среднее значение длины отпечатка по n опытам, см; B – среднее значение ширины отпечатка по n опытам, см; $K_\phi = 0,83$ – коэффициент формы отпечатка контурной площади контакта.

Следует отметить, что при аппроксимации отпечатка эллипсом коэффициент формы имеет значение $\pi/4 = 0,7854$, что на 5,7–11,0 % меньше формы отпечатка на деформируемом грунте, имеющем значение 0,83–0,87.

При анализе графиков зависимости универсальных характеристик радиального прогиба h_z от нагрузок G_z и давлений воздуха P_w на деформируемом грунте наилучшим образом в прямую линию укладываются точки по эмпирической зависимости:

$$h_z = h_{z0} + \alpha \frac{G_z}{\sqrt{P_w}}, \quad (4)$$

где h_z – радиальный прогиб шины или шины с грунтом; h_{z0} – постоянный для данной шины коэффициент, мм; α – постоянный для данной шины коэффициент, кг·кПа^{-0,5}; G_z – нормальная нагрузка на шину, кг; P_w – внутреннее давление воздуха в шине, кПа.

Универсальные характеристики зависимостей радиальных прогибов шины и шины с грунтом от нагрузки и давления воздуха

представлены на рис. 5. Коэффициент корреляции имеет высокое значение, что свидетельствует о правильном выборе зависимостей. Пунктирными линиями обозначен рабочий диапазон при $G_{z \min} = 400$ кг и $P_{w \min} = 20$ кПа и $G_{z \max} = 650$ кг и $P_{w \max} = 80$ кПа.

На площадь отпечатка контакта шины с грунтом в наибольшей степени влияет радиальная деформация как шины, так и грунта $h_{z \text{ общ}}$. Точки экспериментальной зависимости хорошо ложатся в прямую линию.

Поэтому зависимость контурной площади контакта от общего радиального прогиба представлялась зависимостью:

$$F_k = F_0 + \beta \cdot h_{z \text{ общ}}, \quad (5)$$

где F_k – контурная площадь контакта шины с грунтом, см²; F_0 – постоянный для данной шины эмпирический коэффициент, см²; β – постоянный для данной шины эмпирический коэффициент, характеризующий угол наклона линии функции $F_k = f(h_z)$, см²/мм; $h_{z \text{ общ}}$ – общий радиальный прогиб шины и деформация грунта, мм.

В результате регрессионного анализа экспериментальных данных была получена зависимость контурной площади пятка контакта шины с грунтом вида:

$$F_k = 38,22 + 21,98 \cdot h_{z \text{ общ}}, \quad r = 0,98.$$

График зависимости контурной площади контакта от общей радиальной деформации представлен на рис. 6.

По ГОСТ 26953-86 (раздел 3) [13], экспериментальное определение эпюр давления в контакте тонкостенных шин 1020×420-18

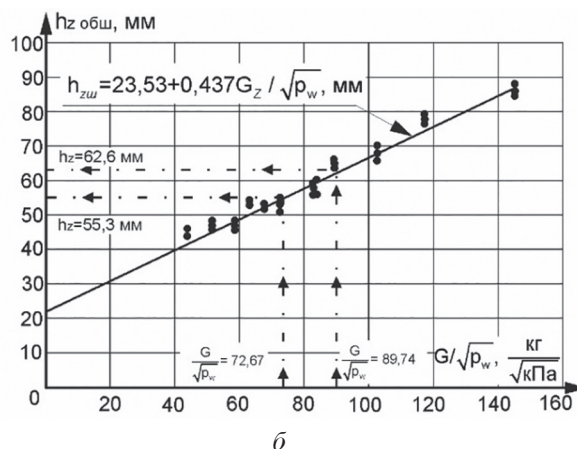
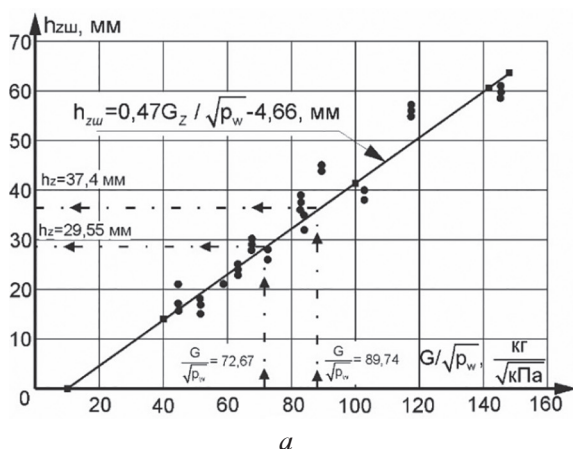


Рис. 5. Универсальная характеристика шины 1020х420-18 мод. Бел-79 на мягком грунте твердостью 2,5 удара по ударнику ДорНИИ концом 10 см²:

a – при деформации шины h_z ; b – при общей деформации шины и грунта $h_{z \text{ общ}}$

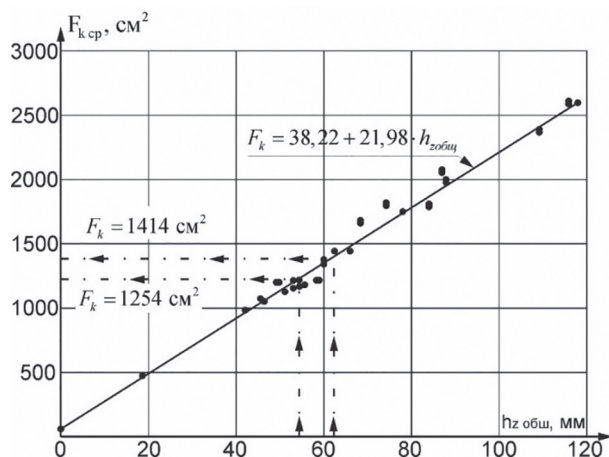


Рис. 6. Зависимость контурной площади контакта $F_{к\text{ср}}$, шины 1020×420-18 мод. Бел-79 на мягком грунте

модели Бел-79, 38×18-16 модели «КАЙМАН», 900С500-17 модели «ШАИНА» с наружными диаметрами 900–120 мм и шириной профиля 420–500 показало значительную зависимость формы эпюры и коэффициента неравномерности распределения давления (КНРД) от давления воздуха (рис. 7).

При давлении воздуха 80 кПа форма эпюры – острая неравнобокая парабола с КНРД $\xi = 1,87$ – средней величины для вышеуказанных шин (рис. 7, а). При давлении воздуха

60 кПа эпюра сохраняет форму неравнобокой параболы с КНРД $\xi = 1,61$ (рис. 7, б). А при давлении 40 кПа эпюра давления начинает переходить в неравнобокий треугольник со скругленными углами с КНРД $\xi = 1,44$ (рис. 7, в). При дальнейшем снижении давления до 20 кПа эпюра превращается в неравнобокую трапецию с КНРД $\xi = 1,31$ (рис. 7, г). При снижении давления до 10 кПа, эпюра трансформируется в неравнобокий прямоугольник со скругленными вершинами, и КНРД составит $\xi = 1,28$ (рис. 7, д).

КНРД имеет квадратичную зависимость от давления воздуха и хорошо аппроксимируется параболой в виде:

$$\xi = \xi_0 + \gamma \cdot P_w^2, \quad (6)$$

где ξ_0 – постоянный для шин с вышеуказанными размерами коэффициент, характеризующий вершину параболы при $P_w = 0$; γ – постоянный для вышеуказанных шин коэффициент при квадрате аргумента, кПа^{-2} .

Регрессионным анализом определены численные значения коэффициентов ξ_0 и λ , зависимость КНРД от давления воздуха представлена на рис. 8 в виде:

$$\xi = 1,272 + 9,4 \cdot 10^{-5} \cdot P_w^2, \quad \text{при } r = 0,998.$$

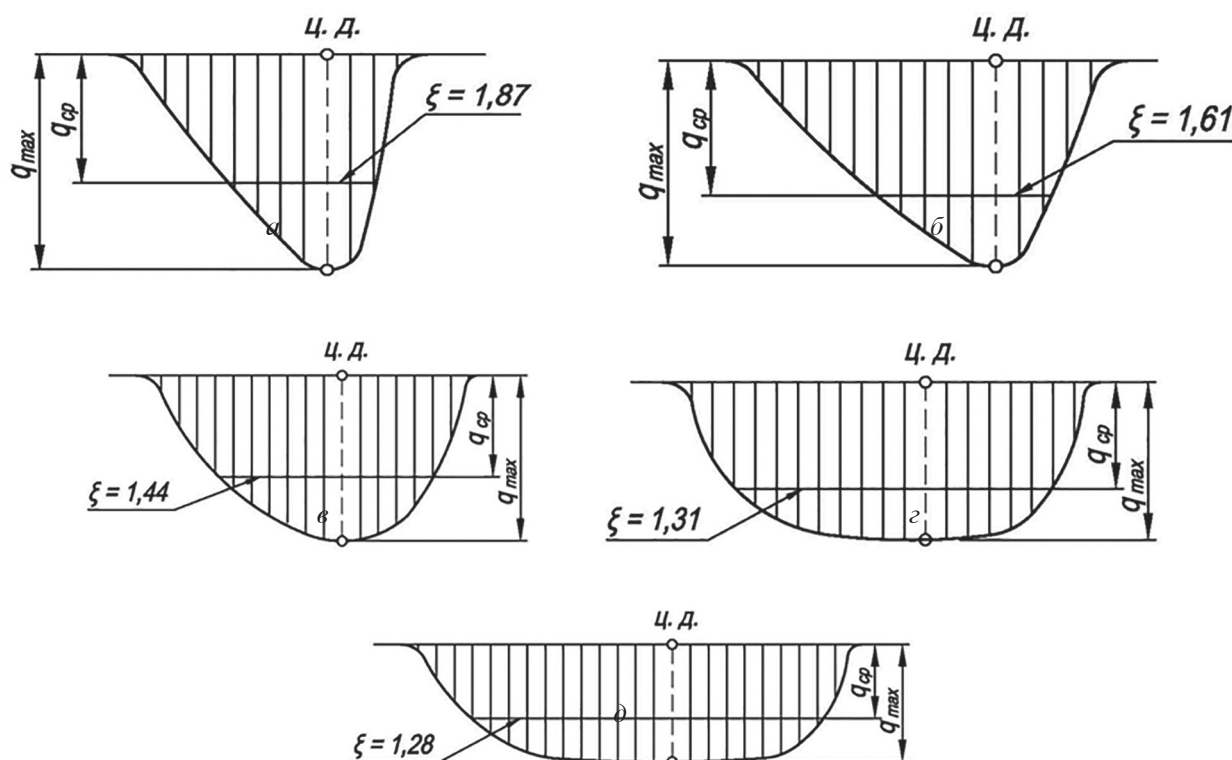


Рис. 7. Формы продольных эпюр давлений шин 1020×420-18 модели Бел-79 и 38×18-16 модели «КАЙМАН» на супесчаный грунт при нагрузках 400–650 кг:
а – $P_w = 80$ кПа; б – $P_w = 60$ кПа; в – $P_w = 40$ кПа; г – $P_w = 20$ кПа; д – $P_w = 10$ кПа

При эксплуатации машин высокой проходимости нагрузка на шину – постоянная величина, а повышение проходимости осуществляется системой регулирования давления воздуха в шинах (СРДВШ). При изменении давления воздуха в шинах изменяется площадь в контакте шины с грунтом.

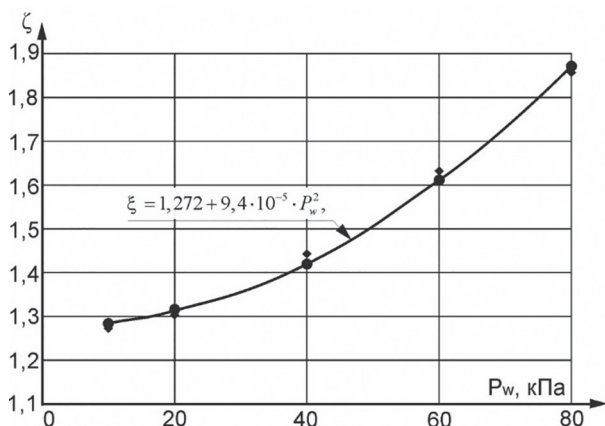


Рис. 8. Квадратическая зависимость коэффициента неравномерности распределения давления ξ в контакте шины с грунтом от давления воздуха P_w

Максимальное давление в контакте в зависимости от площади изменяется по гиперболической зависимости:

$$q_{\max} = \xi \cdot \frac{G_z}{F_k}, \text{ кПа.} \quad (9)$$

Экспериментальные точки аппроксимируются зависимостью вида:

$$q_{\max} = q_0 + \frac{B}{F_k}, \text{ кПа,} \quad (10)$$

где q_0 и B – постоянные для одного значения нагрузки G коэффициенты при изменении давлений воздуха от 10 до 80 кПа, кПа; F_k – площадь контакта шины с деформируемым грунтом, см².

Численные значения коэффициентов регрессии q_0 и B приведены на графике зависимости

стей максимальных давлений в контакте $q_{\max}$ от площадей контакта F_k (рис. 9, а).

Для потребителей ШНД и ШСНД, устанавливаемых на мобильные энергетические средства и машины высокой проходимости, деформации, площади контакта, средние давления в контакте являются внутренними показателями.

Выходными эксплуатационными характеристиками ШСНД являются зависимости максимальных давлений в контакте $q_{\max}$ от давлений воздуха P_w в шине при фиксированной нагрузке G_z . Они с достаточной точностью аппроксимируются зависимостями в виде показательной функции:

$$q_{\max} = A \cdot P_w^B, \text{ кПа,} \quad (11)$$

где A и B – постоянные для одного значения нагрузки G_z коэффициенты при изменении давлений воздуха от 10 до 80 кПа P_w – давление воздуха в шине, кПа.

Зависимости максимальных давлений $q_{\max}$ в контакте от давлений воздуха P_w в шине 1020С420-18 мод. Бел-79 при фиксированных постоянных радиальных нагрузках G_z и численные значения коэффициентов регрессии A и B приведены в табл. 2, а графики этих зависимостей представлены на рис. 9, б.

Итоговая номограмма (рис. 10) для определения влияния внутреннего давления воздуха P_w в шине и радиальной нагрузки G_z на максимальное давление $q_{\max}$ в контакте построена по зависимостям, приведенным на графиках (рис. 5, 8, 9).

Результаты и обсуждение

Номограмма (рис. 10) показывает, что для шин сверхнизкого давления сравнительно небольшие диапазоны изменения нагрузок $400 \leq G_z \leq 650$ кг и большие диапазоны изменения давлений воздуха $20 \leq P_w \leq 80$ кПа оказывают значительное изменение максимальных дав-

Таблица 1

Среднестатистическая экспериментальная зависимость коэффициента неравномерности распределения давления в контакте тонкостенных шин с грунтом ξ от давления воздуха P_w

Давление воздуха, P_w , кПа	10	20	40	60	80
Коэффициент неравномерности распределения давления, ξ	1,27	1,3	1,44	1,63	1,86
Квадрат давления воздуха, P_w^2 , кПа ²	100	400	1600	3600	6400
Расчетные значения коэффициента неравномерности распределения давления ξ	1,28	1,31	1,42	1,61	1,87

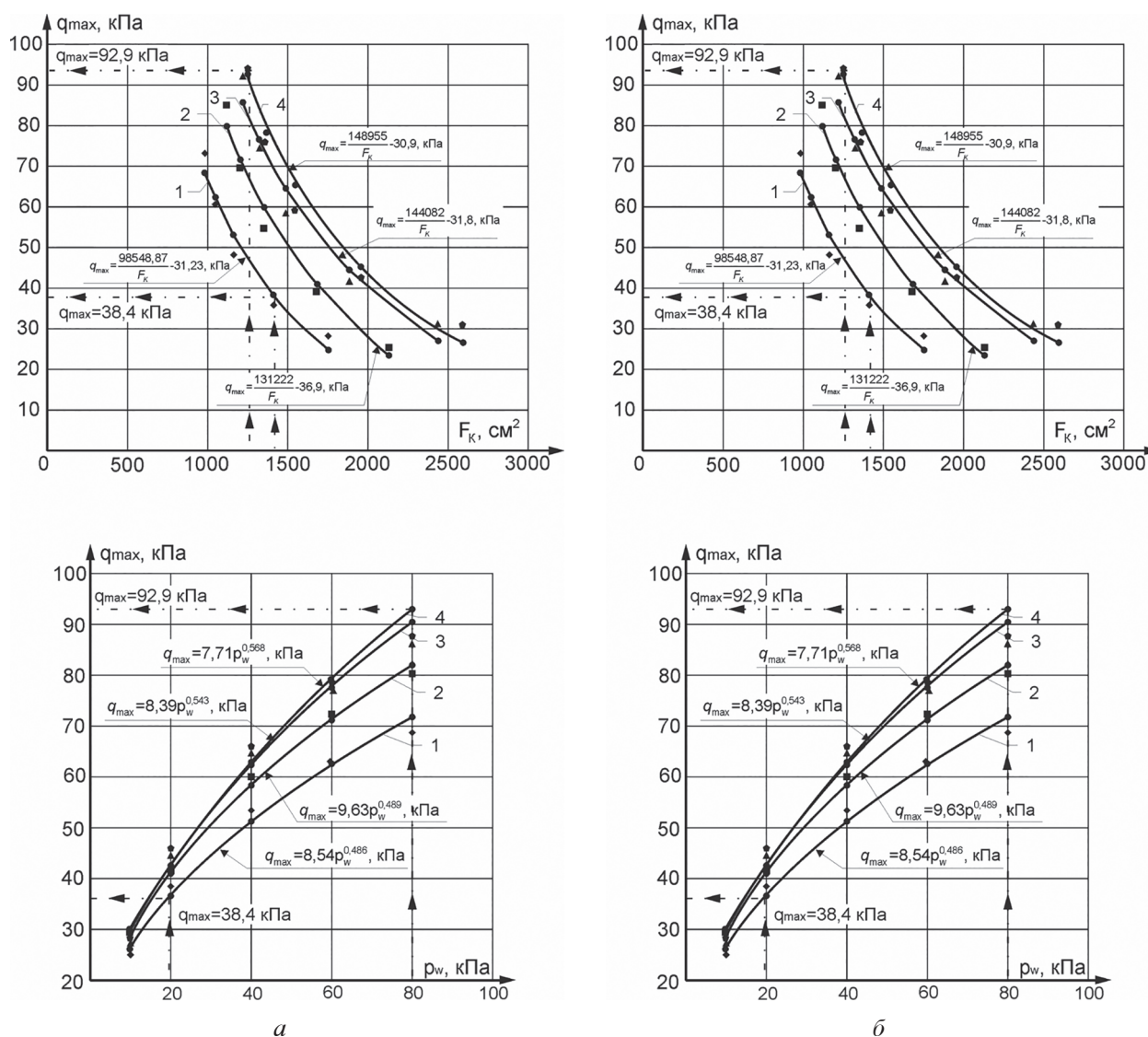


Рис. 9. Графики зависимостей максимального давления $q_{\max}$ в контакте шины 1020×420-18 мод. Бел-79 при различных радиальных нагрузках:

a – зависимость от площади контакта F_K ; $б$ – зависимость от внутреннего давления воздуха P_w ;
 1 – $G_z = 400$ кг; 2 – $G_z = 525$ кг; 3 – $G_z = 620$ кг; 4 – $G_z = 650$ кг

лений в контакте с деформируемым грунтом: $38,46 \leq q_{\max} \leq 92,9$ кПа. При увеличении нагрузки G_z в 1,625 раз и давления воздуха в 4 раза, давление в контакте увеличивается в 2,42 раза, что близко к радикалу диапазона давлений воздуха. По нормам воздействия на почву [5] при наименьшей влагоемкости почвы в слое 0–30 см свыше 0,9 НВ максимально допустимое давление на почву колесного движителя не должно превышать 80 кПа. Но так как ШСНД 1020×420-18 модели Бел-79 используется в ранне-весенний период на внесении минеральных удобрений то, по номограмме, при нагрузке на шину 650 кг давление воздуха в шине не должно превышать 60 кПа вместо заявленного 80 кПа, при нагрузке на шину 620

кг давление в шине не должно быть больше 62 кПа, а при нагрузке 525 кг не должно превышать 75 кПа.

Сравнение эксперимента с расчетами по [5]–[7] и [9], приведенное в табл. 3, показывает расхождение результатов по всем основным показателям, оказывающим влияние и формирование максимального давления в контакте шины с грунтом.

Значения максимальных давлений по теоретическим расчетам меньше на 19,9–34,2 % полученных экспериментальным методом. Такая оценка по расчетам допускает переуплотнение почвы сельскохозяйственными МЭС и потерю проходимости транспортными средствами [13].

Таблица 2

Зависимость максимальных давлений $q_{\max}$ от давлений воздуха P_w шины 1020×420-18 мод. Бел-79 при различных радиальных нагрузках G_z

№	Нагрузка на шину, G_z , кг	Давление воздуха в шине, P_w , кПа	Максимальное давление в контакте, $q_{\max}$, кПа (теор./экспер.)	Регрессия вида $q_{\max} = A \cdot P_w^B$, кПа
1	400	80	68,7/71,9	$A = 8,54$ $B = 0,4862$ $r = 0,994$ $q_{\max} = 8,54 \cdot P_w^{0,4862}$
2		60	62,7/62,5	
3		40	53,4/51,33	
4		20	38,46/36,6	
5		10	24,98/26,16	
6	525	80	80,26/82,07	$A = 9,63$ $B = 0,489$ $r = 0,998$ $q_{\max} = 9,63 \cdot P_w^{0,489}$
7		60	71,99/71,3	
8		40	60,08/58,48	
9		20	41,1/41,6	
10		10	29,64/29,69	
11	620	80	86,2/90,6	$A = 8,39$ $B = 0,543$ $r = 0,9926$ $q_{\max} = 8,39 \cdot P_w^{0,543}$
12		60	77,03/77,5	
13		40	64,96/62,2	
14		20	44,63/42,7	
15		10	27,3/29,3	
16	650	80	87,88/92,9	$A = 7,71$ $B = 0,568$ $r = 0,991$ $q_{\max} = 7,71 \cdot P_w^{0,568}$
17		60	78,54/78,9	
18		40	65,7/62,66	
19		20	45,5/42,2	
20		10	26,7/28,5	

Основными недостатками теоретического метода являются абстрактный перенос деформации шины на твердой опорной поверхности на деформацию шины и грунта. Протектор шины на грунте распрямляется за счет деформации грунта [14, 16].

Также недостатком использования формулы В.Л. Бидермана [15] является подсчет давления протектора на опорную поверхность при нулевом давлении воздуха $P_0 = 40,97$ кПа, что для ШСНД является половиной рабочего диапазона давления воздуха.

Следующим недостатком п. 2.2.4 и п. 2.3 стандарта [11] является недоучет влияния давления воздуха на формирование формы эпюры давления в контакте и подсчет коэффициента неравномерности распределения давления по длине опорной поверхности, что в наибольшей степени повлияло на расчет максимального давления. Поэтому, по крайней мере, не корректно, если недопустимо, заменять экспериментальные методы теоретическими расчетами.

Основными недостатками теоретического метода являются абстрактный перенос деформации шины на твердой опорной поверхности на деформацию шины и грунта. Протектор шины на грунте распрямляется за счет деформации грунта [16, 17].

Лидирующие мировые фирмы «Пирелли», «Гудйер», «Мишлен», «Бриджстоун» и др. имеют полное оснащение экспериментальными мощностями, состоящими из нескольких десятков стендов, испытательного полигона, экспериментальных производственных цехов и лабораторий, что позволяет им производить высококачественную продукцию за 2,5–3 года от начала проектирования до постановки на производство [17].

Выводы

1. Разработан экспериментальный метод оценки максимального давления в контакте шины низкого и сверхнизкого давления воздуха с деформируемым грунтом.

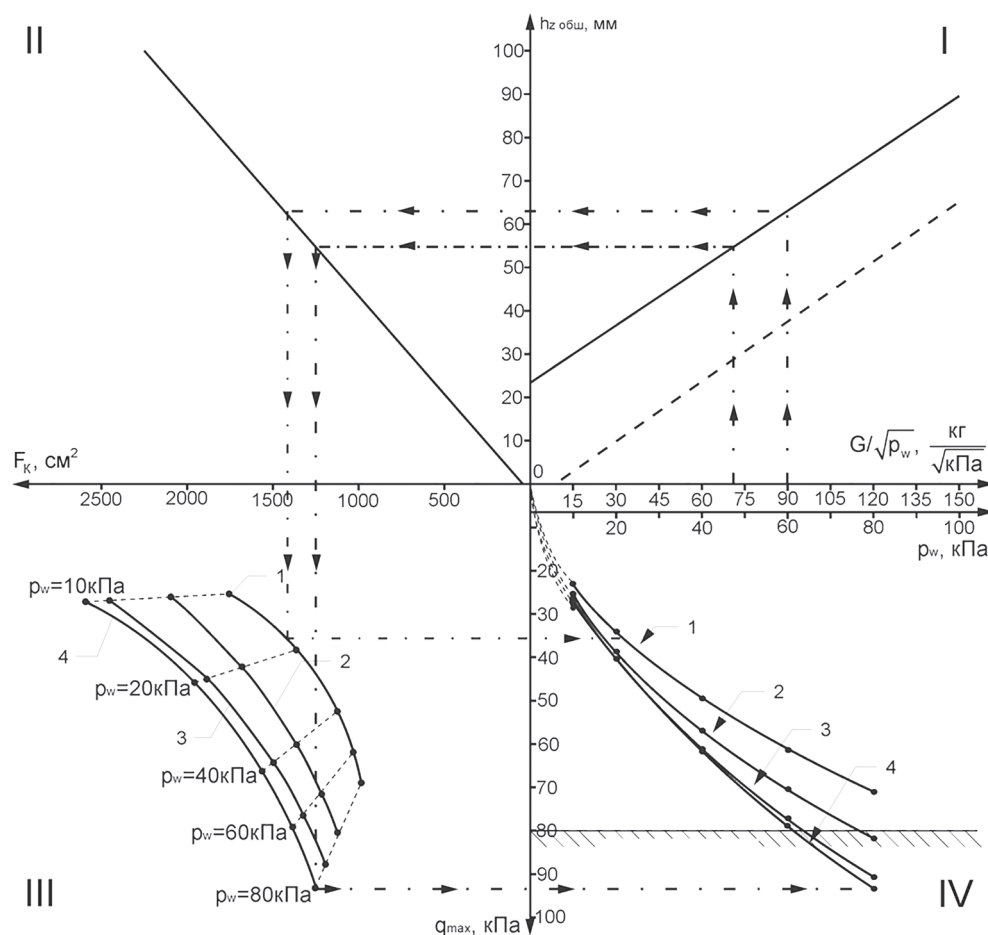


Рис. 10. Номограмма для определения влияния внутреннего давления воздуха P_w в шине и радиальной нагрузки G_z на максимальное контактное давление $q_{\max}$ шины сверхнизкого давления 1020х420-18 модели Бел-79 на мягком супесчаном грунте:

I – универсальная характеристика вертикальной деформации шины $h_{z\text{ ш}}$, шины и грунта $h_{z\text{ общ}}$;

II – зависимость контурной площади контакта F_K от общей деформации шины и грунта $h_{z\text{ общ}}$;

III – зависимость максимального давления $q_{\max}$ в контакте от площади контакта;

IV – зависимость максимального давления $q_{\max}$ в контакте от давления воздуха P_w ;

1 – $G_z = 400$ кг; 2 – $G_z = 525$ кг; 3 – $G_z = 620$ кг; 4 – $G_z = 650$ кг

2. С высокой степенью верификации построена номограмма определения влияния вертикальной нагрузки и давления воздуха на максимальное контактное давление тонкостенной шины на деформируемом грунте.

3. Полученные результаты позволяют повысить точность при исследовании режимов работы мобильных транспортных средств на сельскохозяйственных агросроках в ранневесенний период и машин высокой проходимости на грунтах со слабой несущей способностью.

Литература

1. Прядкин В.И., Шапиро В.Я., Годжаев З.А., Гончаренко С.В. Транспортно-технологические средства на шинах сверхнизкого давления / М-во образования и науки РФ, ФГБОУ ВО «ВГЛТУ». Воронеж, 2019. 492 с.
2. Прядкин В.И. Мобильные средства химизации грузоподъемностью 1...2 т на шинах сверхнизкого давления / М-во образования и науки РФ, ФГБОУ ВО «ВГЛТУ». Воронеж, 2017. 183 с.
3. Годжаев З.А., Шевцов В.Г., Русанов А.В., Прядкин В.И. Проблема воздействия на почву ходовых систем мобильных энергосредств и эффективные пути решения // Инновационное развития АПК России на базе интеллектуальных машинных технологий: сб. науч. тр. докл. Международной научно-технической конф. М.: ВИМ, 2014. С. 327–329.
4. Годжаев З.А., Измаилов А.Ю., Прядкин В.И. Выбор параметров шин сверхнизкого давления для мобильных средств химизации // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 4. С. 14–17.

Таблица 3

Сравнение экспериментально-расчетных и теоретических методов определения максимального давления шины на деформируемый грунт по основным показателям

Наименование показателя	Значение показателя		Заключение
	Эксперимент на грунте	Расчет на твердой опоре	
1. Радиальная деформация h_z , мм, шины при:	Расчет по формуле (4), регрессии на рис. 5	Расчет по формуле (5.26) работы [7]	
$G_z = 650$ кг, $P_w = 80$ кПа	29,55	47,39	
$G_z = 400$ кг, $P_w = 20$ кПа	37,4	59,00	
грунта при:			
$G_z = 650$ кг, $P_w = 80$ кПа	25,75	–	
$G_z = 400$ кг, $P_w = 20$ кПа	25,2	–	
общая при:			
$G_z = 650$ кг, $P_w = 80$ кПа	55,3	47,39	меньше на 14,3 %
$G_z = 400$ кг, $P_w = 20$ кПа	62,6	59,00	меньше на 5,8 %
2. Площадь контакта, см ²	Расчет по формуле (3), регрессии по (5)	Расчет по формулам (5.27) и (5.28) работы [7]	
$G_z = 650$ кг, $P_w = 80$ кПа	1414	1305	меньше на 7,7 %
$G_z = 400$ кг, $P_w = 20$ кПа	1254	1067	меньше на 14,9 %
3. Коэффициент неравномерности распределения давления по длине опорной поверхности ξ	Экспериментальные данные, табл. 1, регрессия на рис. 8	П. 2.2.4 стандарта [5]	
$G_z = 650$ кг, $P_w = 80$ кПа	1,87	1,5	меньше на 19,7 %
$G_z = 400$ кг, $P_w = 20$ кПа	1,31	1,5	меньше на 15,4 %
4. Коэффициент приведения контурной площади контакта к условиям работы на почвенном основании K_1		П. 2.2.4 стандарта [5]	
$G_z = 650$ кг, $P_w = 80$ кПа	–	1,2	
$G_z = 400$ кг, $P_w = 20$ кПа	–	1,2	
5. Максимальное давление в контакте с грунтом $q_{\max}$, кПа	Расчет по формуле (11), регрессия на рис. 9, б	П. 2.3 стандарта [11]	
$G_z = 650$ кг, $P_w = 80$ кПа	92,9	61,1	меньше на 34,2 %
$G_z = 400$ кг, $P_w = 20$ кПа	38,46	30,8	меньше на 19,9 %

- Прядкин В.И., Гончаренко С.В. Шины сверхнизкого давления для сельскохозяйственных мобильных средств / М-во образования и науки РФ, ФГБОУ ВО «ВГЛУ». Воронеж, 2016. 240 с.
- Русанов В.А. Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути ее решения. Российская Академия сельскохозяйственных наук. Всероссийский ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский институт механизации сельского хозяйства. М. 1998. 352 с.

- ГОСТ 26955-86. Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия движителей на почву: издание официальное; взамен ГОСТ 7057-84; вед. 01.01.89 до 01.01.94. М.: Изд-во стандартов, 1989. 7 с.
- Шевцов В.Г., Соловейчик А.А., Русанов А.В., Лавров А.В. Исследование универсальной характеристики шины для определения максимального давления колесного движителя на почву // Актуальные направления научных

- исследований XXI века: Теория и практика: сб. научн. тр. по матер. международной заочной научн.-практ.конференции. Воронеж, 2014. № 2, 4.2 (7-2). С. 169–173.
9. Ксеневиц И.П., Скотников В.А., Ляско М.И. Ходовая система почва – урожай // Агропромиздат. М. 1985. 294 с.
 10. Бойков В.П., Белковский В.Н. Шины для тракторов и сельскохозяйственных машин. М.: Агропромиздат, 1988. 240 с.
 11. Липкань А.В., Панасюк А.Н., Кашбулгаянов Р.А. Обоснование выбора способа определения параметров пятна контакта пневмоколесного движителя с опорным основанием // Бюллетень науки и практики. Благовещенск. 2019. Т. 5. № 6.
 12. Longoria R, Brushaber R, Simms A. (2019) An in-wheel sensor for monitoring tire-terrain interaction: Development and laboratory testing. *Journal of Terramechanics*. Volume 82. April 2019. P. 43–52.
 13. ГОСТ 26953-86. Техника сельскохозяйственная мобильная. Метода определения воздействия движителей на почву: издание официальное; введен 01.01.87. М. Издательство стандартов, 1986. 16 с.
 14. Единая методика комплексных испытаний тракторных шин. Отчет НПО НАТИ, Арх. № 23517, М., 1981, 49 с.
 15. Бидерман В.Л., Гуслицер Р.Л., Захаров С.П. и др. Автомобильные шины (конструкция, расчет, испытания, эксплуатация). М.: Госхимиздат, 1963. 384 с.
 16. Polasik J., Waluś K.J. and Warguła Ł. (2017) Experimental studies of the size contact area of a summer tire as a function of pressure and the load *Procedia Engineering* 177. P. 347–351.
 17. Aguilar-Martínez J., Alvarez-Icaza L. (2015) Analysis of tire-road contact area in a control oriented test bed for dynamic friction models. *Journal of Applied Research and Technology*. Vol. 13, Issue 4. August 2015. P. 461–471.
 18. Прядкин В.И., Зайцев С.Д., Стребленченко Л.С., Гончаренко С.В. Выбор рациональных режимов работы высокоэластичных шин сверхнизкого давления // Каучук и резина. 2010. № 1. С. 40–42.
- ### References
1. Pryadkin V.I., Shapiro V.Ya., Godzhayev Z.A., Goncharenko S.V. Transport and technological vehicles on the ultra-low pressure tires. M-vo obrazovaniya i nauki RF, FGBOU VO «VGLTU». Voronezh, 2019. 492 p.
 2. Pryadkin V.I. Mobile chemicalization vehicles with a loading capacity of 1 ... 2 tons on ultra-low pressure tires. M-vo obrazovaniya i nauki RF, FGBOU VO «VGLTU». Voronezh, 2017. 183 p.
 3. Godzhayev Z.A., Shevtsov V.G., Rusanov A.V., Pryadkin V.I. The problem of the impact on the soil of mobile energy facilities undercarriage and effective solutions: *Innovatsionnoye razvitiya APK Rossii na baze intellektual'nykh mashinnykh tekhnologiy: Sb. nauch. tr. dokl. Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konf. [Innovative development of agroindustrial complex based on intelligent machine technologies: Collection of scientific works of International scientific and practical conference]* Moscow: VIM Publ., 2014, pp. 327–329 (in Russ.).
 4. Godzhayev Z.A., Izmaylov A.Yu., Pryadkin V.I. Parameter selection of ultra-low pressure tires for mobile means of chemicalization. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2014. No 4, pp. 14–17 (in Russ.).
 5. Pryadkin V.I., Goncharenko S.V. Ultra low pressure tires for agricultural mobile vehicles. M-vo obrazovaniya i nauki RF, FGBOU VO «VGLTU». Voronezh, 2016. 240 p.
 6. Rusanov V.A. The problem of soil compaction by movers and effective ways to solve it. *Rossiyskaya Akademiya sel'skokhozyaystvennykh nauk. Vse-rossiyskiy ordena Trudovogo Krasnogo Znameni nauchno-issledovatel'skiy institut mekhanizatsii sel'skogo khozyaystva [Russian Academy of Agricultural Sciences. All-Russian Order of the Red Banner of Labor Scientific and Research Institute of Agricultural Mechanization]*. Moscow: 1998. 352 p.
 7. GOST 26955-86. Mobile agricultural machinery. Norms of movers impact on the soil: *izdaniye ofitsial'noye: vzamen GOST 7057-84; ved. 01.01.89 do 01.01.94*. Moscow: Izd-vo standartov Publ., 1989, 7 p.
 8. Shevtsov V.G., Soloveychik A.A., Rusanov A.V., Lavrov A.V. The study of the universal characteristics of the tire to determine the maximum pressure of the wheel propulsion on the soil. *Aktual'nyye napravleniya nauchnykh issledovaniy XXI veka: Teoriya i praktika: sb. nauchn. tr. po mater. mezhdunarodnoy zaachnoy nauchn.-prakt.konferentsii [Actual directions of scientific research of the XXI century: Theory and practice: collection of scientific works of international correspondence scientific and practical conference]*. Voronezh, 2014. No 2, 4.2 (7-2), pp. 169–73 (in Russ.).
 9. Ksenevich I.P., Skotnikov V.A., Lyasko M.I. Khodovaya sistema-pochva-urozhay [Undercarriage-soil-crop system]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1985. 294 p.

10. Boykov V.P., Belkovskiy V.N. Shiny dlya traktorov i sel'skokhozyaystvennykh mashin [Tires for tractors and agri-cultural machinery]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1988. 240 p.
11. Lipkan' A.V., Panasyuk A.N., Kashbulgayanov R.A. The rationale for the selection of the method for determining the parameters of the contact patch of the pneumatic wheel driving machine with the support base. Byulleten' nauki i praktiki. Blagoveshchensk. 2019. Vol. 5. No 6 (in Russ.).
12. Longoria R, Brushaber R, Simms A. (2019) An in-wheel sensor for monitoring tire-terrain interaction: Development and laboratory testing. Journal of Terramechanics Volume 82 April 2019, pp. 43–52 (in Russ.).
13. GOST 26953-86. Mobile agricultural machinery. Method for determining the impact of movers on the soil: izdaniye ofitsial'noye; vveden 01.01.87. Moscow. Izdatel'stvo standartov Publ.. 14.07.1986, 16 p.
14. Yedinaya metodika kompleksnykh ispytaniy traktornykh shin [A unified methodology for comprehensive testing of tractor tires]. Otchet NPO NATI, Arkh. № 23517, Moscow, 1981, 49 p.
15. Biderman V.L., Guslitser R.L., Zakharov S.P. i dr. Avtomobil'nyye shiny (konstruktsiya, raschet, ispytaniya, ek-spluatatsiya) [Automobile tires (design, calculation, testing, operation)]. Moscow: Goskhimizdat Publ., 1963, 384 p.
16. Polasik J, Waluś K J and Warguła Ł (2017) Experimental studies of the size contact area of a summer tire as a function of pressure and the load Procedia Engineering 177 347–351.
17. Aguilar-Martínez J., Alvarez-Icaza L. (2015) Analysis of tire-road contact area in a control oriented test bed for dynamic friction models. Journal of Applied Research and Technology Volume 13, Issue 4 August 2015, pp. 461–471.
18. Pryadkin V.I., Zaytsev S.D., Streblechenko L.S., Goncharenko S.V. The choice of rational operating modes of highly elastic tires of ultra-low pressure. Kauchuk i rezina. 2010. No 1, pp. 40–42. (in Russ.).

ПОВЫШЕНИЕ МАНЕВРЕННОСТИ ЧЕТЫРЕХКОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

THE INCREASE OF FOUR-WHEEL TRACTOR MANEUVERABILITY

А.А. АХМЕТОВ¹, д.т.н.
Б.А. КАМБАРОВ², к.т.н.
Д.У. КАМБАРОВА¹

¹ Ташкентский государственный технический университет
им. И.Каримова, Ташкент, Узбекистан, tractor-v@mail.ru

² Научно-исследовательский институт механизации
сельского хозяйства, Янгийул, Узбекистан,
b_kambarov@rambler.ru

A.A. AKHMETOV¹, DSc in Engineering
B.A. KAMBAROV², PhD in Engineering
D.U. KAMBAROVA¹

¹ Tashkent State Technical University named after Islam Karimov,
Tashkent, Uzbekistan, tractor-v@mail.ru

² Research Institute of Agricultural Mechanization, Yangiyul,
Uzbekistan, b_kambarov@rambler.ru

В статье наряду с положительными качествами трехколесных тракторов (маневренность) отмечаются и их недостатки (неустойчивость, ограниченность тягово-сцепных качеств, малая суммарная грузоподъемность). Указанные недостатки отсутствуют у четырехколесного универсально-пропашного трактора; при этом он обладает недостаточной маневренностью. Целью представленных исследований является повышение маневренности четырехколесного универсально-пропашного трактора, что обеспечивается минимальные потери продуктивных площадей в зоне разворотных полос на краях поливных участков с посевами хлопчатника и других культур. Это достигается за счет увеличения угла поворота управляемых колес трактора.

В статье предлагается новая конструкция рулевой трапеции рулевого привода универсально-пропашного трактора. В ней каждая половина передней разрезанной симметричной тяги со стороны шарнира центрального рычага заторцована подпружиненным торцевым диском, свободно помещенным внутри обоймы. При этом полости обоймы, разделяющиеся торцевым диском, выполнены в виде сообщающихся полостей, а сам диск – в виде поршня-клапана, опирающегося под давлением пружины на седло отверстия в дне обоймы, соединяющего через канал обе полости обоймы. Предложенная новая конструкция рулевой трапеции рулевого привода, позволяет при развороте увеличить угол поворота управляемого колеса. При этом развороте трактора оси вращения всех трех колес в горизонтальной проекции пересекаются в точке пересечения осей симметрии четвертого заторможенного (правого – при развороте «направо» или левого – при развороте «налево») заднего колеса. В результате точка пересечения осей вращения колес становится центром разворота трактора, и он производит разворот вокруг заторможенного заднего колеса с минимальным радиусом. Тем самым устраняется известный недостаток четырехколесных универсально-пропашных тракторов.

Ключевые слова: трактор, поворот, рулевая трапеция, рулевой привод, управляемое колесо, тяга, сошка, обойма, радиус.

Along with the positive turning qualities, the shortcomings of three-wheeled tractors, associated with their instability, limited traction and coupling qualities and low total load capacity of tires, were noted. (Purpose of the study) The purpose of the study is increasing the maneuverability of a four-wheel universal row-crop tractor, ensuring minimal loss of productive areas in the headland zone at the edges of irrigated areas with cotton and other crops. (Materials and methods) The works on increasing the maneuverability of four-wheeled universal row-crop tractors are done at the Design and Technology Center for Agricultural Engineering. By increasing the angle of rotation of the steered wheels, the conditions to achieve a minimum radius of rotation of the tractor are created. (Results and discussion) There was developed a new design of the steering drive steering trapezoid of the universal row-crop tractor, where each half of the front cut symmetrical thrust from the side of the plain arm is shaded by a spring-loaded end disk, freely placed inside the hinged plain arm of the cage. In this case, the cavities of the cage, separating the end disk, are made in the form of communicating vessels, and the end disk itself is made in the form of a piston-valve, resting against the pressure of the spring on the saddle, cut at the bottom and connecting both cavities of the holder through two holes and ditches. (Conclusions) The new design of the steering trapezoid of the steering drive allows to increase the angle of rotation of the steered wheel during a turn, as a result when the tractor is turned, the axes of rotation of all three wheels in horizontal projection intersect at the intersection of the axes of symmetry of the fourth braked (right when turning «to the right» or left when «left turn») of the rear wheel. As a result, the intersection point of the axes of rotation of all the wheels is the center of the tractor's turn, and it makes a turn around the braked rear wheel with a minimum radius and, thereby, eliminates the disadvantages of the well-known universal-row tractors.

Keywords: tractor, rotation, steering trapezoid, steering gear, steered wheel, traction, plain arm, cage, radius.

Введение

Для междурядной обработки посевов сельскохозяйственных культур в основном применяют универсально-пропашные тракторы [1, 2], следовательно их маневренность и курсовая устойчивость играют существенную роль в качественном выполнении технологических операций и в снижении площадей поворотных полос [3, 4].

В хлопководстве применяется трехколесный универсально-пропашной трактор [1], разворот которого осуществляется путем поворота переднего управляемого колеса при заторможенном одном из задних колес. Такой разворот вокруг одного из задних колес трактора имеет немаловажное значение при междурядных обработках посевов хлопчатника. Так как из-за попадания одного и того же заднего колеса на то же междурядье, где проходило это колесо при предыдущем проходе, обеспечивается обработка стыковых междурядий без разрыва и с минимальным радиусом поворота, то в результате ширина поворотной полосы будет наименьшей, следовательно происходит меньшее топтание растений на поворотных полосах. Все это в целом обеспечивают минимальные потери продуктивных площадей в зоне разворотных полос на краях поливных участков с посевами хлопчатника и других сопутствующих ему культур.

Однако тракторы у указанного типа имеют существенные специфические недостатки [5], а именно:

- низкую поперечную устойчивость, исключаящую применение их в составе транспортных агрегатов по условиям безопасной эксплуатации;
- ограниченные тягово-сцепные качества и малую суммарную грузоподъемность шин, особенно шин передних колес, исключаящую агрегатирование их с широкозахватными орудиями;
- недостаточную курсовую устойчивость трактора;
- сложность создания достаточно эффективной полноприводной конструкции трактора;
- востребованность в сельскохозяйственном производстве с ноября по март, т.е. в течение почти 4–5 месяцев;
- применение трехколесного трактора не позволяет полностью реализовать преимущества широкозахватных машинотракторных агрегатов из-за дефицита тягово-сцепного по-

тenciала трактора и существенного превышения допустимых норм экологического воздействия на почву.

Недостатки трехколесного трактора в определенной степени отсутствуют у четырехколесных [6, 7]. Поворот четырехколесного универсально-пропашного трактора осуществляется рулевым приводом, с рулевой трапецией переднего расположения, состоящий из неподвижной балки передней оси, двух одинаковых рычагов поворотных цапф управляемых колес, связанных между собой передней разрезанной симметричной тягой, имеющей в месте разреза сошку [8, 9]. Хотя четырехколесный трактор по сравнению с трехколесным имеет неоспоримое преимущество по устойчивости, по распределению масс по опорным колесам, по прямолинейности движения и по многим другим показателям, у него большой радиус поворота [5]. Так как у него минимальный радиус поворота ограничен углом поворота управляемых колес относительно неподвижной в горизонтальной плоскости балки передней оси, то оси вращения колес пересекаются за пределами точек пересечения осей симметрии правого или левого задних колес, следовательно трактор поворачивается с большим радиусом.

Из-за большего радиуса поворота, соответственно, большой поворотной полосы площадь топтания растений у четырехколесных тракторов будет больше чем у трехколесных, а для попадания одного из задних колес на то же междурядье трактор должен совершить грушевидный поворот, что, тем самым, еще больше увеличит площадь топтания растений. Все это в целом приводит к значительной потере продуктивных площадей в зоне разворотных полос на краях поливных участков с посевами хлопчатника и других культур и тем самым ограничивает диапазон применения четырехколесных универсально-пропашных тракторов. По этой причине они применяются в основном на транспортных работах, а междурядные обработки посевов хлопчатника до сих пор обрабатываются трехколесными тракторами, несмотря на их вышеперечисленные недостатки.

Цель исследований

Повышение поворотливости четырехколесного универсально-пропашного трактора, обеспечивающей минимальные потери продук-

тивных площадей в зоне разворотных полос на краях поливных участков с посевами хлопчатника и других культур.

Материалы и методы

В Конструкторско-технологическом центре сельскохозяйственного машиностроения проводятся работы по повышению маневренности четырехколесных универсально-пропашных тракторов за счет повышения поворотливости их направляющих колес [5].

Поворотливость трактора оценивается минимальным радиусом поворота, величина которого во многом определяется статическим радиусом поворота [8]. Для колесного трактора с двумя направляющими колесами номинальный (статический) радиус поворота r_n определяется выражением:

$$r_n = \frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha_{cp} - \delta_1) + \operatorname{tg}\delta_2}, \quad (1)$$

где L – база трактора, м; α_{cp} – среднее значение углов отклонения направляющих колес, градус; δ_1, δ_2 – углы бокового увода передних и задних колес, градус.

Среднее значение углов отклонения направляющих колес определяется выражением:

$$\alpha_{cp} = 0,5(\alpha_n + \alpha_b), \quad (2)$$

где α_n – угол отклонения наружного направляющего колеса, градус; α_b – угол отклонения внутреннего направляющего колеса, градус.

Из выражения (2) видно, что при неизменных значениях угла бокового увода передних и задних колес величина статического радиуса поворота зависит от длины базы трактора и среднего значения угла отклонения направляющих колес. Если учесть, что длина базы трактора регламентируется габаритными размерами двигателя и трансмиссии, а управлять углами бокового увода передних и задних колес во время работы трактора практически не представляется возможным, то единственно управляемым параметром, влияющим на поворотливость трактора, являются углы отклонения направляющих колес. Предельные значения углов отклонения внутреннего и наружного направляющих колес зависят от конструкции рулевой трапеции рулевого привода [9, 10]. Следовательно, изменяя конструкцию рулевой трапеции рулевого привода, можно получить требуемые значения углов отклоне-

ния внутреннего и наружного направляющих колес трактора. Исходя из этих предпосылок, была разработана новая конструкция рулевой трапеции рулевого привода трактора.

Результаты и обсуждение

Новизной конструкции рулевой трапеции рулевого привода трактора является то, что в ней за счет увеличения углов поворота направляющих колес независимо друг от друга относительно неподвижной в горизонтальной плоскости балки переднего моста создаются условия для достижения минимального радиуса поворота трактора. В результате этого появляется возможность обеспечения при развороте трактора попадания одного и того же заднего колеса на то же междурядье, что и при предыдущем проходе агрегата. В Конструкторско-технологическом центре сельскохозяйственного машиностроения разрабатывается конструкция экспериментального универсально-пропашного трактора снабженного рулевой трапецией рулевого привода новой конструкции.

Экспериментальный универсально-пропашной трактор (рис. 1) содержит рулевой привод, с рулевой трапецией новой конструкции, состоящий из неподвижной балки 13 передней оси, двух одинаковых рычагов 2, 8 поворотных цапф 9, 18 правого 10 и левого 1 направляющих колес связанных между собой передней разрезанной симметричной тягой 7, имеющей в месте разреза шарнир 5, к которому подключен центральный рычаг 14. К торцу каждой половины «а» и «б» передней разрезанной симметричной тяги 7 к шарниру 5 прикреплены обоймы 6, в которых расположен подпружиненный торцевой диск 4. При этом усилие сжатия пружины 3 должно быть равно максимальной силе удара, возникающей при столкновении направляющего колеса с препятствием. При силе сжатия пружины 3, меньшей, чем сила удара, торцевой диск 4 должен быть выполнен в виде (см. рис. 2) поршня-клапана 6 с выступом «Б», упирающимся под давлением пружины 4 на седло «С» отверстия 7 на дне обоймы. В самой обойме 5 полости «А» и «В» при этом заполнены жидкостью и сообщаются посредством двух отверстий 2, 7 и канала 1.

Максимальные углы поворота рычагов поворотных цапф ограничивается с одной стороны ходом поршня 15 гидроцилиндра 16, а с другой – упорами 12, 17. За максимальный

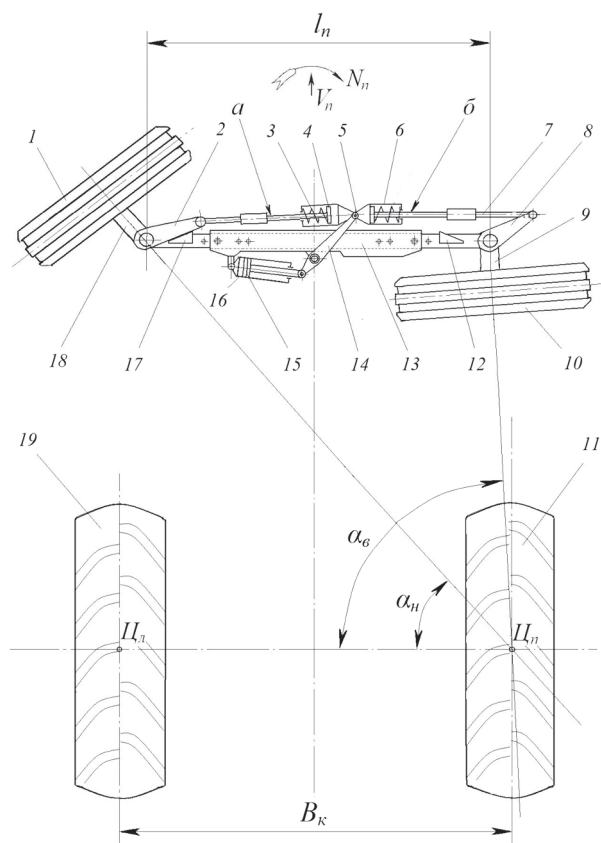


Рис. 1. Схема предлагаемого универсально-пропашного трактора в положении разворота направо:

- 1, 10 – управляемые колеса; 2, 8 – рычаги;
3 – пружина; 4 – торцевой диск, 5 – шарнир;
6 – обойма; 7 – передняя разрезанная симметричная тяга; 9, 18 – поворотные цапфы; 11 – заднее правое колесо; 12, 17 – упоры; 13 – балка;
14 – центральный рычаг; 15 – поршень;
16 – гидроцилиндр; 19 – заднее левое колесо

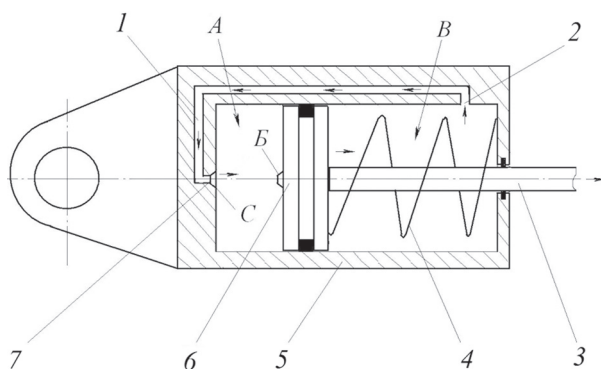


Рис. 2. Схема работы торцевого диска и обоймы:

- 1 – канал; 2, 7 – отверстия; 3 – передняя разрезанная симметричная тяга; 4 – пружина;
5 – корпус обоймы; 6 – поршень-клапан

угол поворота рычагов поворотных цапф принимается такой угол поворота, при котором оси вращения правого и левого направляющих колес пересекаются с точкой пересече-

ния осей симметрии заторможенного заднего правого II – «Ц_п» (при развороте «направо») – или левого 19 – «Ц_л» (при развороте «налево») – колеса.

Именно при таком исполнении рулевой трапеции универсально-пропашного трактора появляется возможность достижения крутого разворота вокруг одного из задних колес с минимальным радиусом. В этом и состоит основное отличие и преимущество новой конструкции рулевой трапеции универсально-пропашного трактора перед его известными аналогами. Это происходит следующим образом.

Для разворота трактора направо затормаживает заднее правое колесо 11 и поворачивает рулевое колесо направо, при этом гидроцилиндр 15 посредством центрального рычага 14 перемещает шарнир 5 в направлении N_n до тех пор, пока рычаг 2 поворотной цапфы 18 левого 1 направляющего колеса не упирается упор 17 . При этом ось вращения левого направляющего колеса 1 пересекается с точкой «Ц_п», и при дальнейшем вращении рулевого колеса за счет взаимного перемещения обоймы 6 и половины «а» разрезанной симметричной тяги 7 , из-за возможности сжатия пружины 3 торцевым диском 4 , положение левого 1 направляющего колеса остается неизменным. При этом другая половина «б» разрезанной симметричной тяги 7 поворачивает рычаг 8 поворотной цапфы 9 правого 10 направляющего колеса до тех пор, пока его ось вращения не пересечется с точкой «Ц_п» и трактор не совершит крутой разворот с минимальным радиусом вокруг правого 11 заднего колеса. Большое усилие сжатия пружины, за счет быстрого гашения ударных нагрузок и возможных колебаний направляющих колес после соударения их с препятствиями, обеспечивает надежность работы всей рулевой трапеции.

Разворот трактора налево происходит по такой же схеме, но только при заторможенном заднем левом колесе 19 .

При усилии сжатия пружины меньшем, чем сила удара, как уже было сказано выше, обойма 6 и торцевой диск 4 выполняется в виде, представленном на рис. 2.

При этом, как известно, во время столкновения направляющих колес с препятствием происходит удар. Возникающая при этом сила удара посредством рычага поворотной цапфы направляющего колеса и разрезанной сим-

метричной тягой воздействует на поршень-клапан 6 с выступом «Б», который в зависимости от направления силы удара давит на дно обоймы 5 или же на жидкость, находящуюся внутри обоймы. Так как дно обоймы 5 и жидкость, находящаяся в обойме, не сжимаются и жидкость мгновенно не протекает через отверстия и канал в другую полость обоймы, то сила удара гасится ими, тем самым предотвращается возможность колебаний направляющих колес и обеспечивается надежность работы всей рулевой трапеции.

Например, во время разворота трактора налево, когда рычаг поворотной цапфы правого направляющего колеса упирается об упор, при дальнейшем повороте рулевого колеса поршень-клапан 6 (рис. 2), сжимая пружину 4, постепенно вытесняет жидкость через отверстия 2, 7 и канал 1 из одной полости «В» обоймы 5 в другую полость «А». При этом шарнир посредством обоймы и другой половины «а» разрезанной симметричной тяги поворачивает рычаг поворотной цапфы левого направляющего колеса до тех пор, пока ось его вращения не пересечется с точкой «Ц_ц», и трактор не совершит крутой разворот вокруг левого заднего колеса.

Таким образом, при правильном подборе параметров конструкции рулевой трапеции можно обеспечить необходимые углы поворота внутреннего и наружного направляющих колес. При этом, согласно рис. 1, углы поворота наружного и внутреннего колеса определяются выражениями:

$$\alpha_n = \arctg \frac{L}{0,5B_k(1+k)}; \quad (3)$$

$$\alpha_b = \arctg \frac{L}{0,5B_k(1-k)}, \quad (4)$$

где B_k – ширина колеи задних колес, м; $k = \frac{l_n}{B_k}$ – коэффициент соотношения длины передней балки l_n к ширине колеи B_k задних колес.

Тогда среднее значение углов отклонения направляющих колес будет:

$$\alpha_{cp} = 0,5 \left[\arctg \frac{L}{0,5B_k(1+k)} + \arctg \frac{L}{0,5B_k(1-k)} \right]. \quad (5)$$

Совместный анализ уравнений (1) и (5) показывает, что номинальный радиус поворота трактора зависит от базы, ширины колеи задних

колес, длины передней балки и углов бокового увода передних и задних колес трактора.

Следует отметить то, что при крутом развороте трактора вокруг одного из его заторможенных задних колес практический угол бокового увода задних колес будет нулевым. Тогда выражение (1) примет вид:

$$r_n = \frac{L}{\tg(\alpha_{cp} - \delta_1)}. \quad (6)$$

Следовательно, при определении величины номинального радиуса поворота угол бокового увода задних колес трактора не учитывается.

Выводы

Таким обзором, за счет увеличения углов поворота направляющих колес независимо друг от друга относительно неподвижной в горизонтальной плоскости балки переднего моста можно добиться минимального радиуса разворота трактора, следовательно минимальной ширины поворотной полосы на междурядной обработке посевов хлопчатника и других культур. При этом из-за крутого разворота можно обеспечить попадание одного того же заднего колеса на то же междурядье, что и при предыдущем проходе. Все это в целом обеспечивают минимальные потери продуктивных площадей в зоне разворотных полос на краях поливных участков с посевами хлопчатника и других культур.

Литература

1. Ксенович И.П., Шарипов В.М., Арустамов Л.Х., Безруков Б.Б., Давыдов Б.Н., Макаров А.Р., Михайлов В.А., Набоких В.А., Наумов Е.С., Парфенов А.П., Феофанов Ю.А., Чижков Ю.П., Шарипова Н.Н., Эглит И.М. Тракторы. Конструкция / под общ. ред. И.П. Ксеновича, В.М. Шарипова. М.: МГТУ «МАМИ», 2001. С. 588–589, 592–593.
2. Гольяпин В.Я. Современные тракторы зарубежных фирм // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2004. № 5. С. 39–54.
3. Жилейкин М.М., Ягубова Е.В. Обоснование принципов повышения устойчивости и управляемости колесных тракторов при движении на склоне в режиме вспашки // Известия высших учебных заведений. М.: Машиностроение, 2014. № 9 (654). С. 67–76.
4. Бойков В.П., Бобровник А.И., Дорохович С.А. Улучшение курсовой устойчивости тракторов «Беларус» // Наука и техника. 2016. Т. 15. № 3. С. 183–192.

5. Ахметов А.А. Передние мосты универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения. Ташкент: Фан, 2014. 176 с.
 6. Мамити Г.И., Льянов М.С., Плиев С.Х., Салбиева З.С. Устойчивость колесного трактора в повороте // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 8. С. 18–21.
 7. Чудаков Е.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Колос, 1972. С. 260–280.
 8. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. М.: Машиностроение, 1976. 456 с.
 9. Козлов Г.Д., Дурманов А.С. Рулевой привод универсально-пропашного трактора со всеми управляемыми колесами // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 9. С. 14–18.
 10. Иванов Н. А. Обоснование параметров рулевого управления легкого вездехода // Вопросы совершенствования технологий и оборудования в лесопромышленном комплексе и строительстве: сб. научн. тр. Вып. 2 / под. ред. А.В. Лещинского. Хабаровск: ХГТУ, 2003. С. 46–50.
 11. Bietresato M., Carabin G., Vidoni R., Mazzetto F., Gasparetto A. A parametric approach for evaluating the stability of agricultural tractors using implements during side-slope activities // Contemporary Engineering Sciences. 2015. Vol. 8. No. 28. P. 1289–1309.
- ### References
1. Ksenevich I.P., Sharipov V.M., Arustamov L.Kh., Bezrukov B.B., Davydkov B.N., Makarov A.R., Mikhaylov V.A., Nabokikh V.A., Naumov Ye.S., Parfenov A.P., Feofanov Yu.A., Chizhkov Yu.P., Sharipova N.N., Eglit I.M. Traktory. Konstruktsiya [Tractors. Design]. Pod obshch. red. I.P. Ksenevicha, V.M. Sharipova. Moscow: MGTU «MAMI» Publ., 2001, pp. 588–589, 592–593.
 2. Gol'tyapin V.Ya. Modern tractors of foreign companies. Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny. 2004. No 5, pp. 39–54 (in Russ.).
 3. Zhileykin M.M., Yagubova Ye.V. Justification of the principles of increasing the stability and controllability of wheeled tractors when driving on a slope in the plowing mode. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 2014. No 9(654), pp. 67–76 (in Russ.).
 4. Boykov V.P., Bobrovnik A.I., Dorokhov S.A. Improving the directional stability of “Belarus” tractors. Nauka i tekhnika. 2016. Vol. 15. No 3, pp. 183–192 (in Russ.).
 5. Akhmetov A.A. Peredniye mosty universal'no-propashnykh traktorov khlopkovogo naznacheniya [Front axles of universal cultivating cotton tractors]. Tashkent: Fan Publ., 2014. 176 p.
 6. Mamiti G.I., L'yanov M.S., Pliyev S.Kh., Salbiyeva Z.S. Stability of a wheeled tractor in a turn. Traktory i sel'khoz mashiny. 2011. No 8, pp. 18–21 (in Russ.).
 7. Chudakov Ye.A. Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilya [Fundamentals of theory and calculation of tractor and automobile]. Moscow: Kolos Publ., 1972, pp. 260–280.
 8. Anilovich V.Ya., Vodolazhchenko Yu.T. Konstruirovaniye i raschet sel'skokhozyaystvennykh traktorov [Design and calculation of agricultural tractors]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1976. 456 p.
 9. Kozlov G.D., Durmanov A.S. Steering wheel drive of a universal-tilled all-wheel drive tractor. Traktory i sel'khoz mashiny. 2015. No 9, pp. 14–18 (in Russ.).
 10. Ivanov N. A. Justification of steering parameters of a light all-terrain vehicle. Voprosy sovershenstvovaniya tekhnologiy i oborudovaniya v lesopromyshlennom komplekse i stroitel'stve: Sb. nauchn. tr. [Issues of improving technologies and equipment in the timber industry and construction: Collection of scientific works] Vyp.2. /pod. red. A.V. Leshchinskogo. Khabarovsk: KHGTU Publ., 2003, pp. 46–50 (in Russ.).
 11. Bietresato M., Carabin G., Vidoni R., Mazzetto F., Gasparetto A. A parametric approach for evaluating the stability of agricultural tractors using implements during side-slope activities. Contemporary Engineering Sciences. 2015. Vol. 8. No. 28, pp. 1289–1309.

ЗАКОНОМЕРНОСТИ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ОПОРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ШАГАЮЩИХ МАШИН СО СЛАБОНЕСУЩИМИ ГРУНТАМИ

REGULARITIES OF CONTACT INTERACTION OF SMALL-SIZED SUPPORTING ELEMENTS OF WALKING MACHINES WITH WEAKLY BEARING SOILS

В.В. ЧЕРНЫШЕВ, д.т.н.
А.А. ГОНЧАРОВ, к.т.н.
Я.В. КАЛИНИН, к.т.н.
В.В. АРЫКАНЦЕВ
О.А. АЛЬ-ДУМАЙНИ

Волгоградский государственный технический
университет (ВолГТУ), Волгоград, Россия,
vad.chernyshev@mail.ru

V.V. CHERNYSHEV, DSc in Engineering
A.A. GONCHAROV, PhD in Engineering
YA.V. KALININ, PhD in Engineering
V.V. ARYKANTSEV
O.A. AL-DUMAINI

Volgograd State Technical University (VSTU), Volgograd, Russia,
vad.chernyshev@mail.ru

Обсуждаются результаты конечно-элементного моделирования механики контактного взаимодействия малоразмерных опорных элементов (стоп) шагающих машин со слабонесущими грунтами. Сформулирована плоская контактная задача для жестких стоп прямоугольной формы, взаимодействующих с упругопластичной опорной поверхностью. Применялись нелинейные модели поведения грунта при нагружении. Реализован двух-этапный итерационный алгоритм решения рассматриваемой нелинейной задачи в вычислительной системе конечно-элементного анализа ANSYS. Задача решалась в условиях больших деформаций опорной поверхности. Результаты моделирования показали, что при взаимодействии стопы малого размера с опорной поверхностью нагружен достаточно большой объем грунта. При нормальном нагружении наибольшие напряжения и деформации имеет место непосредственно под стопой. Здесь может иметь место разрушение почвогрунта. На нормируемой глубине 0,5 м напряжения уменьшаются. Верхний слой грунта остается малонагруженным. Помимо вертикальных деформаций имеет место «выдавливание» грунта вправо и влево из-под стопы. При сдвигающей нагрузке поля напряжений и деформаций утрачивают симметричный характер. Зоны наибольших эквивалентных напряжений и деформаций смещаются в сторону действия касательной нагрузки. Наибольшие грунтовые напряжения имеют место под стопой и на боковой поверхности стопы. В направлении сдвигающей нагрузки существенно нагружен весь массив грунта, включая его верхние слои. Вблизи стопы, в зоне наибольших напряжений, появляется характерный участок, где грунт выдавливается вверх. Здесь имеет место процесс, обратный уплотнению грунта. Показано, что использование стоп с малой опорной поверхностью приводит к нежелательному росту грунтовых напряжений в зоне контакта. С другой стороны, у малоразмерных стоп имеет место уменьшение зоны уплотнения почвы, и ее верхний слой нагружается меньше. Также у малоразмерных стоп опорная поверхность используется более эффективно – напряжения по ее длине распределяются более равномерно, а боковая поверхность выполняет роль грунтозацепа.

Ключевые слова: шагающий движитель, взаимодействие движителя с грунтом, контактное взаимодействие, математическое моделирование, напряженное состояние грунта.

The results of finite-element modeling of the mechanics of contact interaction of small-sized support elements (feet) of walking machines with weakly bearing soils are discussed. A flat contact task is formulated for rigid feet of a rectangular shape interacting with an elastoplastic supporting surface. Nonlinear models of soil behavior under loading were used. A two-stage iterative algorithm for solving the non-linear problem in the computer system of finite element analysis ANSYS is implemented. The task was solved under conditions of large deformations of the supporting surface. The simulation results showed that a sufficiently large amount of soil is loaded during the interaction of a small foot with a supporting surface. Under normal loading, the greatest stresses and strains occur directly under the foot. Here may be the destruction of the soil. At a standardized depth of 0,5 m, the stress decreases. The top layer of soil remains lightly loaded. In addition to vertical deformations, there is a «squeezing» of soil to the right and left from under the foot. With a tangential load, the stress and strain fields lose their symmetrical nature. The zones of greatest equivalent stresses and strains are shifted towards the action of the tangential load. The greatest ground stresses occur under the foot and on the lateral surface of the foot. In the direction of the tangential load, the entire mass of the soil, including its upper layers, is substantially loaded. Near the foot, in the zone of greatest stresses, a characteristic area appears, where the soil is squeezed up. Here the reverse process of compaction of the soil takes place. It is shown that the use of feet with a small supporting surface leads to an undesirable increase in soil stresses in the contact zone. On the other hand, in small feet, there is a decrease in the soil compaction zone and its upper layer is less loaded. Also, for small feet, the supporting surface is used more efficiently – the stresses along its length are distributed more evenly, and the side surface acts as a grouser.

Keywords: walking mover, mover interaction with soil, contact interaction, mathematical modeling, stress state of the soil.

Введение

Тяговые свойства современных колесных и гусеничных тракторов ограничены по сцеплению. Они могут реализовать, несмотря на их высокую энергонасыщенность, максимальную силу тяги меньше собственного веса (коэффициент сцепления колесных и гусеничных машин даже для хороших грунтов не превосходит 0,8–1 [1, 2]). Шагающий движитель при дефиците сцепного веса может обеспечить более высокие тяговые свойства [3–6] – для шагающих машин, в отличие от колесных и гусеничных, грунт не является препятствием для передвижения, а лишь требует необходимых затрат мощности на его прессование [7]. Тяговые испытания разработанного в ВолгГТУ шагающего аппарата МАК (рис. 1) подтвердили повышенные тяговые свойства шагающих машин на слабых грунтах и показали, что они существенно зависят от формы и размера стопы [8].

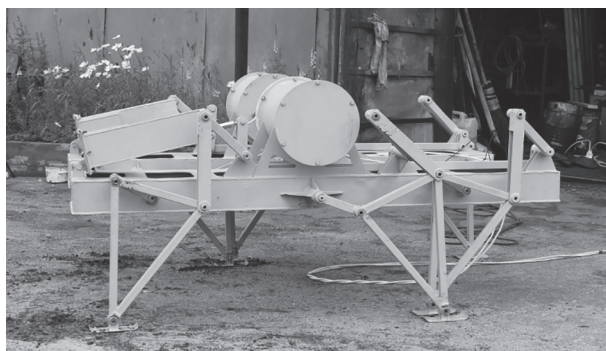


Рис. 1. Шагающий модульно-аппаратный комплекс МАК (ВолгГТУ, Россия)

Аналог коэффициента сцепления для шагающих машин, в принципе, может быть $\gg 1$. Для этого необходимо обеспечить следовое углубление достаточно большой глубины. Это возможно только при использовании стоп с малой опорной поверхностью. Уменьшение размеров стопы, с одной стороны, приводит к снижению площади повреждаемого движителем экологически ранимого верхнего слоя почвы, а с другой – приводит к ее большему уплотнению в зоне контакта стопы с опорной поверхностью. Величина уплотнения зависит от характера распределения контактных давлений и деформаций в массиве грунта под стопой. Вместе с тем, закономерности контактного взаимодействия опорных элементов шагающего движителя с грунтом при больших его деформациях пока недостаточно изучены.

Цель исследований

Изучить, на базе результатов математического моделирования, основные закономерности напряженно-деформированного состояния слабонесущих грунтов при их контактном взаимодействии с малоразмерными опорными элементами (стопами) шагающих машин и роботов.

Материалы и методы

В настоящее время нет общепринятых показателей воздействия движителей на почву [9–11]. Основные расчетные зависимости, применяемые для определения механических характеристик грунтов, различных критериев оценок их несущей способности, уплотняющего воздействия на почву и т.п., базируются в основном на упрощенных эмпирических расчетно-экспериментальных зависимостях [9]. Причем зачастую определение напряжений и деформаций в грунте производится без учета действия касательных нагрузок. Например, в соответствии с ГОСТ 26955-86 и ГОСТ 26956-86, в качестве нормы воздействия на почву сельхозмашин приняты косвенные показатели: максимальное давление на почву и нормальные напряжения на поверхности почвы и на глубине 0,5 м. Методы их определения для всех типов мобильной сельхозтехники регламентированы ГОСТ 26953-86 и ГОСТ 26954-86, где используются упрощенные формулы, учитывающие только размеры площади контакта и среднее давление единичного движителя. Многие существующие образцы сельхозтехники, использующие колесные и гусеничные движители, не обеспечивают допустимого уровня давления [12]. Более полная и достоверная информация о контактном взаимодействии движителя с грунтом в настоящее время может быть получена современными численными методами, среди которых одним из наиболее эффективных является метод конечных элементов.

В ходе проведенных исследований моделирование напряженно-деформированного состояния грунта в зоне его контакта со стопой осуществлялось при помощи программной системы конечно-элементного моделирования ANSYS. Система предназначена для решения задач механики деформируемого твердого тела, включая задачи контактного взаимодействия. Контакт стопы с опорной поверхностью считался квазистатическим, так как возникающие при смене стоп (при переступании) колебания на слабонесущих грунтах быстро затухают [13].

Была сформулирована плоская статическая контактная задача для жесткой стопы прямоугольной формы, взаимодействующей с горизонтальной опорной поверхностью – однородным упругопластичным полупространством. Задача решалась при допущениях идеального сопряжения взаимодействующих тел и наличии сил сухого трения в области контакта. Для характеристики упругопластических свойств опорной поверхности задавались модуль упругой деформации грунта (модуль Юнга) и коэффициент его поперечной деформации (коэффициент Пуассона). Также задавалась зависимость напряжения грунта от его деформации. Рассматривались различные нелинейные модели упругопластического поведения грунта при нагружении. Размеры рассматриваемого массива грунта обеспечивали проведение анализа его механического состояния до стандартной глубины $h = 0,5$ м. При моделировании контактного взаимодействия использовалась обратная постановка задачи: определялись реакции грунта на кинематическое возмущение, эквивалентное действию нормальной нагрузки, создающей вертикальную деформацию грунта, и касательной нагрузки, имитирующей скольжение стопы. В системе ANSYS был реализован двухэтап-

ный итерационный алгоритм решения рассматриваемой нелинейной задачи. На первом шаге вычислений в качестве граничных условий задавалась вертикальная осадка стопы, на втором она суммировалась с горизонтальным кинематическим перемещением. Контактное взаимодействие осуществлялось в условиях больших деформаций грунта. По этой причине при моделировании возникали технические проблемы сходимости и точности решения нелинейной контактной задачи, которые были преодолены путем использования процедуры построения адаптивной конечно-элементной сетки, предусмотренной в системе ANSYS.

Результаты и обсуждение

В ходе математического моделирования исследовалось влияние размеров жесткой прямоугольной стопы на распределение полей напряжений в ограниченном однородном массиве слабонесущего грунта. Варьировались размеры стопы, история кинематического нагружения, а также упругие и прочностные свойства грунта. На рис. 2, 3, например, представлены полученные посредством 890 итераций характерные для малоразмерных стоп поля эквивалентных по Мизесу напряжений и полных

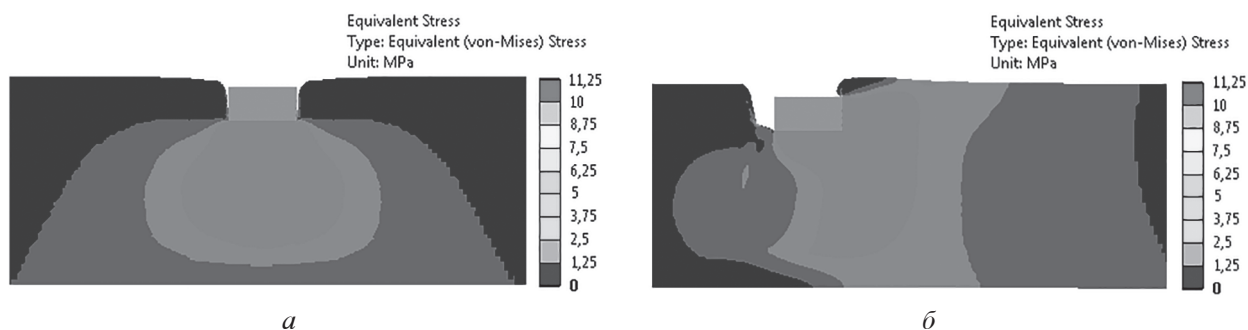


Рис. 2. Распределение эквивалентных грунтовых напряжений по Мизесу (в МПа) под стопой длиной $L = 150$ мм при кинематическом нормальном нагружении ($U_y = -100$ мм) (а) и при нормальном и сдвигающем нагружении ($U_y = -100$ мм, $U_x = 50$ мм) (б)

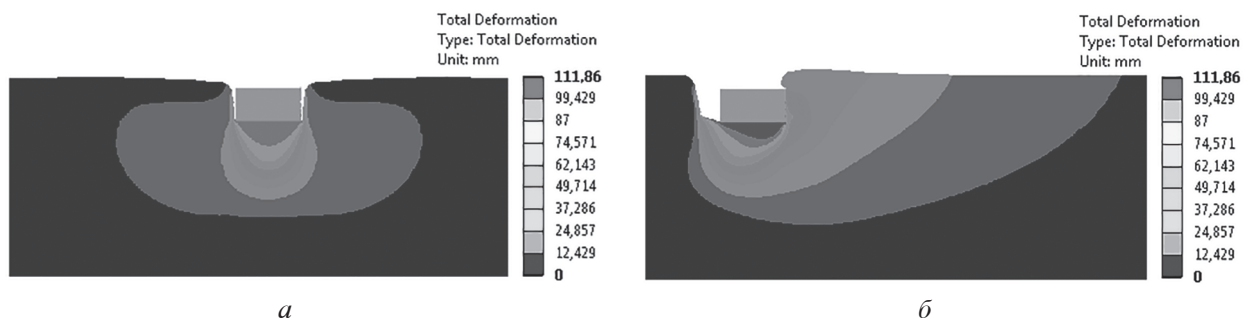


Рис. 3. Распределение полных деформаций грунта (в мм) под стопой длиной $L = 150$ мм при кинематическом нормальном нагружении ($U_y = -100$ мм) (а) и при нормальном и сдвигающем нагружении ($U_y = -100$ мм, $U_x = 50$ мм) (б)

деформаций в массиве слабонесущего грунта глубиной около 0,5 м при 2-этапном кинематическом нагружении прямоугольной стопы длиной $L = 150$ мм и высотой $H = 75$ мм. История нагружения стопы имела следующий вид: шаг 1 – $U_x = 0$, $U_y = 0$, ..., -100 мм; шаг 2 – $U_x = 0$, ..., 50 мм, $U_y = -100$ мм. Считалось, что поведение материала массива грунта соответствует модели упругопластического тела с билинейным изотропным упрочнением. Предел текучести грунта $\sigma_T = 4,62$ МПа, касательный модуль упругости $E_{TAN} = 0,02$ МПа, модуль Юнга $E = 10$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,35$. Принималось, что в области контакта реализуется коэффициент сухого трения $f = 0,3$. В рассматриваемой плоской контактной задаче реакции грунта отнесены к единице ширины стопы. При увеличении ширины стопы имеет место пропорциональный рост реакций грунта. Напряжения, деформации и соотношение горизонтальных и вертикальных реакций грунта R_x и R_y при этом меняться не будут.

Результаты математического моделирования контактного взаимодействия показали, что при взаимодействии даже малоразмерной жесткой стопы со слабонесущей опорной поверхностью нагружен достаточно большой объем грунта. Грунтовые напряжения и деформации распределены по массиву грунта неравномерно. При действии только нормальной нагрузки напряженно-деформативное состояние грунта является симметричным, что полностью соответствует аналитическим решениям классических контактных задач [14]. При добавлении касательной нагрузки поля напряжений и деформаций утрачивают симметричный характер.

При простом нормальном нагружении (рис. 2, а) наибольшие грунтовые напряжения 3,75–5 МПа имеют место непосредственно

под стопой. Здесь эквивалентные напряжения близки к пределу текучести грунта, поэтому имеет место разрушение структуры грунта и его пластическая деформация. Справа и слева от стопы грунт также нагружен, но не так интенсивно. На глубине $h = 0,5$ м эквивалентные напряжения под стопой уменьшаются до 1,25–2,5 МПа. Такие напряжения на указанной глубине преобладают на опорном участке грунта под стопой длиной порядка 1 м. Верхний слой грунта вокруг стопы до глубины $h = 0,1$ м. остается малонагруженным. Для стопы длиной $L = 150$ мм характер распределения напряжений вблизи контактной поверхности практически равномерный. Для стоп с большей длиной опорной поверхности, например при $L = 600$ мм, характер распределения напряжений вблизи контактной поверхности при эквивалентном силовом нагружении существенно меняется (рис. 4, а). Благодаря большей опорной поверхности уровень эквивалентных грунтовых напряжений существенно ниже, чем в первом случае. Напряжения непосредственно под стопой существенно меньше предела текучести грунта, и деформации грунта лежат, в основном, в линейно упругой зоне. Вместе с тем, напряженное состояние характеризуется наличием концентраторов, возникающих в окрестностях угловых точек стопы, где максимальные значения напряжений могут достигать значений, близких к пределу текучести грунта. Грунт под опорной поверхностью центральной части стопы нагружен существенно меньше. У малоразмерных стоп опорная поверхность используется более эффективно.

При нормальном нагружении наибольшие полные деформации грунта имеют место непосредственно под стопой (рис. 3, а). Вокруг стопы грунт также деформируется. Существен-

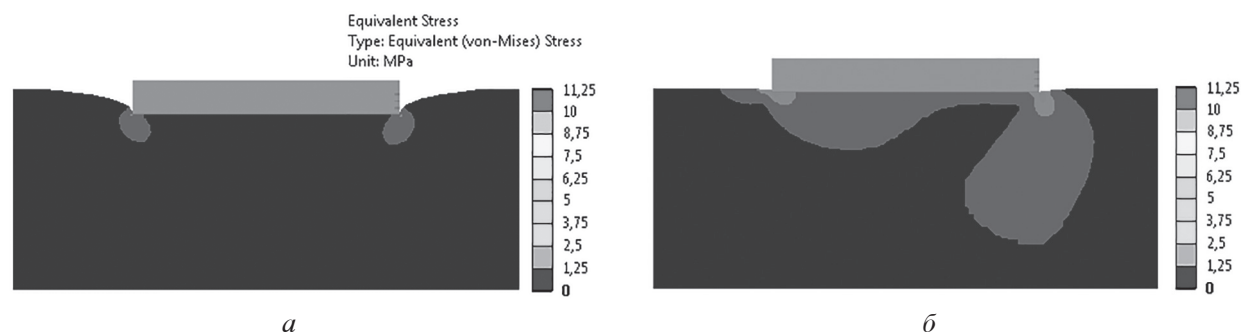


Рис. 4. Распределение эквивалентных грунтовых напряжений по Мизесу (в МПа) под стопой длиной $L = 600$ мм при силовом нагружении, эквивалентном кинематическому нагружению $U_y = -100$ мм (а) и $U_y = -100$ мм, $U_x = 50$ мм (б) стопы длиной $L = 150$ мм

ные деформации – более 12–25 мм – могут наблюдаться даже на расстоянии до 0,25 м вправо и влево от стопы. Полные деформации верхнего слоя грунта (до глубины $h = 0,1$ м) и грунта на глубине $h = 0,5$ м сравнительно невелики – 0–12 мм.

При одновременном действии нормальной и касательной нагрузки поля напряжений (рис. 2, б) и деформаций (рис. 3, б) утрачивают симметричный характер. Зоны наибольших напряжений и деформаций смещаются вправо – в сторону действия касательной нагрузки.

Наибольшие грунтовые напряжения 3,75–5 МПа имеют место под стопой и справа от боковой поверхности стопы (рис. 2, б), которая в рассматриваемом случае выполняет роль грунтозацепа. Площадь участка, где действуют максимальные напряжения, близка к площади аналогичного участка при простом нормальном нагружении. Поскольку здесь полные напряжения близки к пределу текучести грунта, то имеет место разрушение и пластическая деформация грунта. Поэтому характер распределения напряжений вблизи опорной поверхности стопы и вблизи ее боковой поверхности близок к равномерному. Грунт слева от стопы становится менее нагруженным, а справа напряжения наоборот возрастают. Существенно нагружена практически вся правая часть представленного массива грунта, включая его верхние слои. Эквивалентные напряжения на поверхности грунта вблизи стопы достигают 3,75 МПа. На расстоянии около 0,35 м от стопы они уменьшаются до 2,5 МПа, а на расстоянии 0,7 м – до 1,25 МПа. На глубине $h = 0,5$ м максимальные эквивалентные напряжения под стопой при добавлении касательной нагрузки возрастают до 2,5–3,75 МПа. Для сравнения, приложение касательной силы к лыжеобразной стопе длиной $L = 600$ мм

также приводит к перераспределению напряжений: грунт под пяткой стопы становится более нагруженным (рис. 4, б). Также возрастают до 1,25–2,5 МПа напряжения вблизи опорной поверхности стопы. Напряжения грунта на глубине $h = 0,5$ м остаются неизменными.

При совместном нормальном и касательном нагружении наибольшие полные деформации грунта – 112 мм – имеют место непосредственно под стопой (рис. 3, б). Справа от стопы также наблюдаются место существенные деформации грунта, причем деформирован значительный массив верхнего слоя грунта. Полные деформации правого верхнего слоя грунта могут достигать 50 мм, а деформации более 12 мм могут наблюдаться даже на расстоянии 0,7 м от стопы. Деформации грунта слева от стопы, а также на глубине $h = 0,5$ м лежат в пределах 0–12 мм.

Напряжения могут быть как сжимающими, так и растягивающими грунт. В первом случае грунт уплотняется, а во втором случае имеет место процесс, обратный уплотнению. Эквивалентные напряжения и полные деформации (рис. 2, 3) не позволяют достоверно определить направления перемещений элементов массива грунта при контактом взаимодействии со стопой. Такую информацию можно получить проведя анализ изменения компонентов деформаций нагруженного грунта (рис. 5, 6).

При простом нормальном нагружении, помимо вертикальной деформации грунта, также присутствует его деформация в горизонтальном направлении: грунт «выдавливается» вправо и влево из-под стопы (рис. 5, а). Наибольшие сдвигающие деформации до ± 25 мм расположены справа и слева под стопой на глубине 0,1–0,3 м. Непосредственно под опорной поверхностью стопы и на глубине $h = 0,5$ м горизонтального смещения грунта практически нет. Наибольшие вертикальные отрицательные

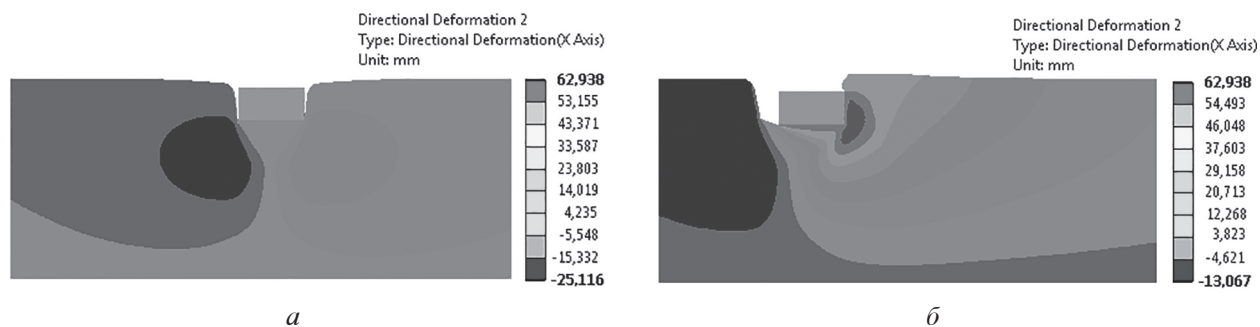


Рис. 5. Распределение горизонтальных деформаций грунта (в мм) под стопой длиной $L = 150$ мм при нормальном кинематическом нагружении ($U_y = -100$ мм) (а) и при нормальном и сдвигающем нагружении ($U_y = -100$ мм, $U_x = 50$ мм) (б)

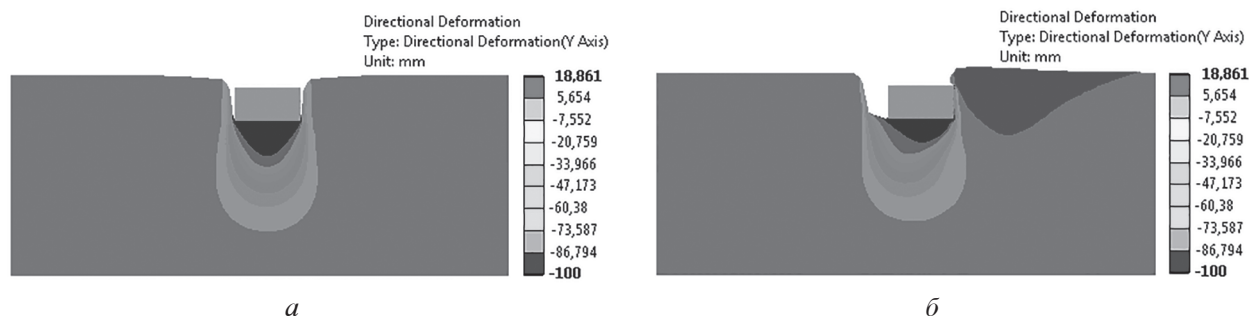


Рис. 6. Распределение вертикальных деформаций грунта (в мм) под стопой длиной $L = 150$ мм при нормальном кинематическом нагружении ($U_y = -100$ мм) (а) и при нормальном и сдвигающем нагружении ($U_y = -100$ мм, $U_x = 50$ мм) (б)

(сжимающие) деформации расположены строго под стопой (рис. 6, а). На глубине $h = 0,5$ м вертикальные деформации грунта незначительны. При добавлении сдвигающей нагрузки поля компонентов деформаций утрачивают симметричный характер. Наибольшие горизонтальные сдвигающие деформации – до 63 мм – расположены справа от боковой поверхности стопы (рис. 5, б). Здесь они складываются из деформаций грунта, обусловленных ее кинематическим сдвигающим нагружением, и деформаций грунта, обусловленных его выдавливанием из под стопы в горизонтальном направлении. Несмотря на значительное смещение стопы вправо, выдавливание грунта из под стопы в противоположном отрицательном направлении остается, хотя и в меньшей степени – наибольшие горизонтальные отрицательные деформации уменьшаются с 25 до 13 мм. Наибольшие вертикальные отрицательные (сжимающие) деформации продолжают располагаться под стопой (рис. 6, а). Зона их действия несколько расширена за счет увеличения ширины следа от стопы. При действии касательной нагрузки в верхнем слое грунта справа от стопы появляется новый характерный участок, где вертикальные деформации положительные: грунт выдавливается вверх (до 19 мм). Таким образом, на этом наиболее нагруженном участке имеет место процесс, обратный уплотнению грунта.

Необходимо отметить, что полученные результаты описывают механику контактного взаимодействия малоразмерного опорного элемента шагающей машины с грунтом в большей степени на качественном уровне. Проблема получения достоверной количественной информации о тягово-сцепных свойствах шагающих машин связана с проблемой более полной схематизации физико-механических свойств слабонесущих грунтов.

Заключение

Результаты моделирования показали, что при взаимодействии стопы малого размера с опорной поверхностью нагружен достаточно большой объем грунта. Использование малоразмерных стоп приводит к нежелательному росту грунтовых напряжений в зоне контакта и в глубине массива грунта под стопой. При простом нормальном нагружении наибольшие напряжения и деформации имеют место непосредственно под стопой. Здесь может иметь место разрушение почвогрунта в случае его низкой несущей способности. При разрушении структуры грунта и его пластической деформации напряжения по длине стопы распределяются более равномерно, таким образом, опорная поверхность используется более эффективно. На нормируемой глубине 0,5 м напряжения хотя и уменьшаются, но остаются выше, чем у стоп с развитой опорной поверхностью. Верхний слой грунта остается малонагруженным. При действии на стопу нормальной нагрузки, помимо вертикальных деформаций, также имеют место горизонтальные – грунт «выдавливается» вправо и влево из-под стопы. При добавлении сдвигающей нагрузки поля напряжений и деформаций утрачивают симметричный характер. Зоны наибольших грунтовых напряжений и деформаций смещаются в сторону действия касательной силы. Наибольшие напряжения имеют место под стопой и на боковой поверхности стопы, которая в рассматриваемом случае выполняет функции грунтозацепа. Также существенно нагружен практически весь массив грунта, расположенный в направлении сдвигающей нагрузки, включая его верхние слои. Здесь, в основном, имеют место касательные напряжения, не приводящие к уплотнению глубинных слоев почвогрунта. Вблизи стопы,

в верхней зоне наибольших напряжений, появляется характерный участок, где грунт выдавливается вверх. Здесь имеют место растягивающие напряжения и идет процесс, обратный уплотнению грунта. Значительный объем грунта, воспринимающий касательную нагрузку при большом заглублении малоразмерной стопы, позволяет реализовать по сцеплению повышенные тяговые усилия. Также применение стоп с малой опорной поверхностью приводит к уменьшению зоны уплотнения почвы. Основные результаты моделирования подтвердились на качественном уровне при полевых испытаниях шагающего аппарата МАК.

Результаты работы могут быть востребованы при разработке как простейших шагающих машин, например, для новых почвосберегающих технологий в земледелии, так и для сложных робототехнических систем, работающих в условиях дефицита сцепного веса.

Литература

1. Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. и др. Тракторы: Теория. М.: Машиностроение, 1988. 375 с.
2. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1975. 448 с.
3. Артоболевский И.И., Бессонов А.П., Умнов Н.В. Особенности и возможности шагающих машин // Вопросы земледельческой механики. М.: Изд-во ВИМ, 1978. С. 41.
4. Чернышев В.В. Полевые исследования шагающих машин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2004. № 4. С. 20–22.
5. Брискин Е.С., Чернышев В.В., Жога В.В., Малолегов А.В. Опыт разработки и испытаний шагающих опор дождевальной машины // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 9. С. 27–31.
6. Briskin E.S., Chernyshev V.V., Maloletov A.V., Zhoga V.V. The Investigation of Walking Machines with Movers on the Basis of Cycle Mechanisms of Walking // The 2009 IEEE Int. Conf. on Mechatronics and Automation (Changchun, Jilin, August 9–12, 2009): conf. proceedings. – [China], 2009. P. 3631–3636.
7. Планетоходы / под. ред. А.Л. Кемурджиана. М.: Машиностроение, 1982. 319 с.
8. Арыканцев В.В., Чернышев В.В. Подводные исследования тягово-сцепных свойств и проходимости шагающего аппарата МАК-1 // Известия ЮФУ. Технические науки. 2015. № 10. С. 169–178.
9. Годжаев З.А., Русанов А.В., Ревенко В.Ю. Метод построения эпюр касательных напряжений в зоне контакта буксующего колеса с почвой // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 5. С. 39–47.
10. Годжаев З.А., Русанов А.В., Казакова В.А., Шинкевич В.А. Новые требования к методам оценки воздействия движителей ходовых систем сельскохозяйственной техники на почву // Технический сервис машин. 2019. № 4 (137). С. 48–57.
11. Окунев Г.А., Астафьев В.Л., Кузнецов Н.А. Влияние уплотняющего воздействия на почву в реализации энергосберегающих технологий // АПК России. 2017. № 5. С. 39–47.
12. Мартынов В.М. Уплотнение почвы свеклоуборочными комбайнами // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 9. С. 38–42.
13. Chernyshev V.V., Goncharov A.A., Arykantsev V.V. Modeling of vibroimpact processes which occurs in feet changing of the walking units at viscoelastic grounds // Procedia Engineering. 2017. Vol. 176. P. 387–393.
14. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М.: Мир, 1986. 510 с.

References

1. Gus'kov V.V., Velev N.N., Atamanov Yu.E. i dr. Traktory: Teoriya [Tractors: Theory]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1988. 375 p.
2. Zabavnikov N.A. Osnovy teorii transportnykh gusenichnykh mashin [Fundamentals of the theory of transport tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1975. 448 p.
3. Artobolevskiy I.I., Bessonov A.P., Umnov N.V. Features and capabilities of walking machines. Voprosy zem-ledel'cheskoy mekhaniki. Moscow: Izd-vo VIM Publ., 1978, pp. 41 (in Russ.).
4. Chernyshev V.V. Field studies of walking machines. Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny. 2004. No 4, pp. 20–22 (in Russ.).
5. Briskin Ye.S., Chernyshev V.V., Zhoga V.V., Maloletov A.V. Experience in developing and testing walking feet of a sprinkler. Traktory i sel'khoz-mashiny. 2011. No 9, pp. 27–31 (in Russ.).
6. Briskin E.S., Chernyshev V.V., Maloletov A.V., Zhoga V.V. The Investigation of Walking Machines with Movers on the Basis of Cycle Mechanisms of Walking. The 2009 IEEE Int. Conf. on Mechatronics and Automation (Changchun, Jilin, August 9–12, 2009): conf. proceedings. – [China], 2009. Pp. 3631–3636.
7. Planetokhody [The planetary rovers]. Pod. red. Kemurdzhiana A.L. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1982. 319 p.

8. Arykantsev V.V., Chernyshev V.V. Underwater studies of traction and coupling properties and patency of the MAK-1 walking vehicle. Izvestiya YUFU. Tekhnicheskiye nauki, 2015, No 10, pp. 169–178 (in Russ.).
9. Godzhayev Z.A., Rusanov A.V., Revenko V.Yu. A method for constructing tangent stress diagrams in the contact zone of a slipping wheel with soil. Traktory i sel'khoz mashiny. 2017. No 5, pp. 39–47 (in Russ.).
10. Godzhayev Z.A., Rusanov A.V., Kazakova V.A., Shinkevich V.A. New requirements for methods for assessing the impact of propulsion systems for agricultural machinery on the soil. Tekhnicheskij servis mashin. 2019. No 4 (137), pp. 48–57 (in Russ.).
11. Okunev G.A., Astaf'yev V.L., Kuznetsov N.A. The influence of the compaction effect on the soil in the implementation of energy-saving technologies. APK Rossii. 2017. No 5, pp. 39–47 (in Russ.).
12. Martynov V.M. Soil compaction by beet harvesters. Traktory i sel'khoz mashiny. 2011. No 9, pp. 38–42 (in Russ.).
13. Chernyshev V.V., Goncharov A.A., Arykantsev V.V. Modeling of vibroimpact processes which occurs in feet changing of the walking units at viscoelastic grounds // Procedia Engineering, 2017, Vol. 176, pp. 387–393.
14. Dzhonson K. Mekhanika kontaktnogo vzaimodeystviya [Contact mechanics]. Moscow: Mir Publ., 1986. 510 p.

*Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ
в рамках проектов № 18-38-00624, 19-08-01180.*

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ СЕПАРАТОРА ИЗМЕЛЬЧЕННОГО ВОРОХА ЗЕРНОВЫХ КУЛЬТУР

RESULTS OF THE STUDY OF THE SEPARATOR CHOPPED HEAP OF CROPS

Г.Н. ПОЛЯКОВ, к.т.н.
С.Н. ШУХАНОВ, д.т.н.

ФГБОУ ВО «Иркутский государственный аграрный
университет им. А.А. Ежевского», Иркутск, Россия,
Shuhanov56@mail.ru

G.N. POLYAKOV, PhD in Engineering
S.N. SHUKHANOV, DSc in Engineering

FGBOU WAUGH «Irkutsk state agricultural university to them.
A.A. Ezhevsky», Irkutsk, Russia, Shuhanov56@mail.ru

Ведущая отрасль сельского хозяйства России – растениеводство, а зерновое хозяйство является его ключевым звеном. Поэтому техническое обеспечение производства зерна является приоритетной задачей. Особое место в этом ряду проблем, требующих принятия правильных решений отводится уборке зерновых культур. Одним из наиболее перспективных способов уборки, особенно в сложных погодных условиях, является индустриально-поточная технология со сбором всего биологического урожая и обработкой его на стационаре. При этом используется полевая машина МУП-150, измельчающая хлебную массу с выделением из колосьев до 85–90 % зерна без его травмирования, что положительно влияет как на повышение энергии прорастания, так и на лабораторную и полевую всхожесть. Требуется разработка сепаратора измельченного вороха, способного эффективно выделять свободное зерно с минимальными сходами его в стационарную молотилку. Обзор научно-технической литературы, анализ работы современных аппаратов позволил предложить модернизированную конструкцию сепаратора измельченного вороха зерновых культур. Экспериментальные исследования с целью проверки качественных показателей его работы проводились при обработке измельченной хлебной массы с соотношением массы зерна к массе соломы 1:1,6. Средняя подача измельченного вороха в сепаратор составляла 8–10 кг/с. Для сепарации измельченного вороха предложено техническое устройство с тремя разделяющими поверхностями. Оно обеспечивает полноту выделения зерна из вороха до 78–87 %, унификацию узлов сепаратора до приемлемого уровня. Перенос процессов сепарации на стационар обеспечивает снижение потерь зерна в поле, а установка сепаратора в горизонтальное положение повышает эффективность работы клавишного соломотряса, решет воздушной очистки и соломоотделителя. Получена оценка работы клавишного соломотряса, решетно-грабельного соломоотделителя и воздушно-решетной очистки при обработке измельченного вороха зерновых колосовых культур.

Ключевые слова: измельченный ворох, сепаратор, соломотряс, соломоотделитель, воздушно-решетная очистка, состав вороха, тонкослойная сепарация.

The leading branch of agriculture of Russia this crop production, and grain economy is its key link. Therefore a hardware of production of grain – a priority task. The special place in this number of the problems demanding adoption of the correct decisions is allocated to cleaning of grain crops. One of the most perspective ways of cleaning especially in the difficult weather conditions is the industrial and line technology with collecting all biological harvest on a hospital. In this case, the MUP-150 field machine is used, which grinds the cereal mass with the release of up to 85–90 % of grain from the ears without injuring the grain, which positively affects both the increase in germination energy and the laboratory and field germination. The review of scientific and technical literature, operational analysis of the modern devices allowed to offer the modernized design of the separator of the crushed lots of grain crops. The pilot studies for the purpose of check of quality indicators of its work were conducted when processing grain weight with a ratio of mass of grain to the mass of straw 1:1.6. Average giving of the crushed lots in the separator made 8–10 kg/s. For separation of the crushed lots us the technical device with three dividing surfaces is offered. It provides completeness of selection of grain from lots to 78–87 %, unification of clusters of the separator to acceptable level. Transfer of processes of separation on a hospital provides decrease in losses of grain in the field, and installation of the separator in horizontal position increases overall performance of a keyboard solomotryas, sieves of air cleaning and a solomootdelitel. Evaluation of the work of a keyboard solomotryas is received, reshetno – a rake solomootdelitel and it is air – reshetny cleaning when processing of the crushed lots of grain grains of cultures.

Keywords: chopped heap, separator, straw walker, straw separator, air-screen cleaning, heap composition, thin-layer separation.

Введение

Реализация программы научно-технического развития агропромышленного комплекса предполагает создание технических средств и технологий, работающих на инновационных принципах [1–7]. Ведущая отрасль сельского хозяйства России – растениеводство, а зерновое хозяйство является его ключевым звеном. Поэтому техническое обеспечение производства зерна – приоритетная задача. Особое место в этом ряду проблем, требующих принятия правильных решений, отводится уборке зерновых культур. Одним из наиболее перспективных способов уборки, особенно в сложных погодных условиях, является индустриально-поточная технология со сбором всего биологического урожая и обработкой его на стационаре. При этом используется полевая машина МУП-150, измельчающая хлебную массу с выделением из колосьев до 85–90 % зерна без травмирования зерна, что положительно влияет как на повышение энергии прорастания, так и на лабораторную и полевую всхожесть [10].

Цель исследований

Разработка сепаратора измельченного вороха, способного эффективно выделять свободное зерно с минимальными сходами его в стационарную молотилку.

Материалы и методы

Вопросам различных способов уборки зерновых культур посвящено много публикаций, в том числе работы [8, 9, 10]. Уборка всего биологического урожая на стационаре предъявляет повышенные требования к качеству функционирования сепаратора измельченного вороха зерновых культур. Одним из наиболее удачных образцов является аппарат, установленный в зерноуборочном комбайне для выделения мелкого зернового вороха из соломы и очистки зерна [10, 11]. При работе данного технического устройства в жалюзи сепаратора грубого вороха поступает мелкий зерновой ворох с большим содержанием соломы, что является нежелательным. В этой конструкции воздушно-решетная очистка допускает потери свободного зерна в полову и не обеспечивает достаточно качественную очистку зерна. Более совершенным сепаратором является клавишный соломотряс и воздушно-решетная очистка ОАО «РОСТ-СЕЛЬМАШ» [12].

Исследованиями клавишных соломотрясов при обработке измельченного вороха зерновых колосовых культур выявлено, что они перегружают воздушно-решетную очистку соломой, что сопровождается повышенными сходами свободного зерна с верхнего решета на повторный обмолот и увеличением количества зерна, поступающего в колосовой шнек.

Попытки обогатить зерновой ворох, поступающий на очистку, путем включения в конструкцию сепаратора дополнительных вентиляторов, снизить сходы свободного зерна с очистки и уменьшить содержание зерна в массе, поступающей в колосовой шнек, с помощью производительной воздушно-решетной очистки не привели к положительному результату [11].

Обзор научно-технической литературы, анализ работы современных аппаратов позволил предложить модернизированную конструкцию сепаратора измельченного вороха зерновых культур. Экспериментальные исследования с целью проверки качественных показателей его работы проводились при обработке хлебной массы с соотношением массы зерна к массе соломы 1:1,61. Средняя подача измельченного вороха в сепаратор составляла 8–10,5 кг/с.

Главным показателем работы сепаратора измельченного вороха является полнота выделения свободного зерна, которая определяется отношением массы зерна, сошедшей в стационарную молотилку, к массе зерна, поступившей в сепаратор. Процесс сепарации зерна клавишным соломотрясом по И.Ф. Василенко определяется вероятностью просеивания зерна через пространственную решетку, образуемую соломой, и просеивания зерна через отверстия жалюзи соломотряса.

Вероятность просеивания зерна через отверстия соломотряса $P_1 = S_1/S$ (S_1 – площадь отверстий соломотряса; S – общая площадь соломотряса). Вероятность прохождения зерна через слой соломы обозначим буквой P_2 . Тогда вероятность просеивания зерна на сепарирующей поверхности за одно встряхивание равна произведению $P_1 \cdot P_2$. Но это произойдет на расстоянии $V_c \cdot t$, где V_c – скорость перемещения соломы по соломотрясу; t – время между двумя последовательными встряхиваниями. Относительная вероятность (1/м), отнесенная к единице пути за одно встряхивание слоя по соломотрясу, называется коэффициентом сепарации μ :

$$\mu = \frac{P_1 P_2}{V_c t}. \quad (1)$$

По мере перемещения измельченного вороха по соломотрясу к его концу количество зерна будет уменьшаться. Этот процесс описывается экспоненциальной зависимостью и является основным уравнением сепарации:

$$q_c = q_0 \cdot e^{-\mu L}, \quad (2)$$

где q_c – сходы свободного зерна с соломой в стационарную молотилку, г/с; q_0 – количество свободного зерна, поступающего на соломотряс, г/с; L – длина соломотряса, м; μ – коэффициент сепарации, 1/м.

Основное уравнение сепарации можно использовать для нахождения оптимальной длины соломотряса. Задавая или определив количество зерна в соломе на выходе его из соломотряса в стационарную молотилку q_c и количество зерна, поступающего на соломотряс q_0 , из уравнения (2) найдем длину соломотряса L .

Решаем уравнение (2) относительно длины соломотряса L :

$$L = \frac{1}{\mu} \ln \frac{q_0}{q_c}. \quad (3)$$

Это уравнение можно решить при одном условии: если будет известен коэффициент

сепарации μ соломотряса при обработке измельченного вороха. Значение коэффициента μ определяется экспериментальным путем при найденных значениях и конструктивной длине соломотряса сепаратора L .

Результаты и обсуждение

Модернизированный сепаратор измельченного вороха с трехъярусным расположением рабочих органов показан на рис. 1 и 2.



Рис. 1. Общий вид сепаратора измельченной хлебной массы

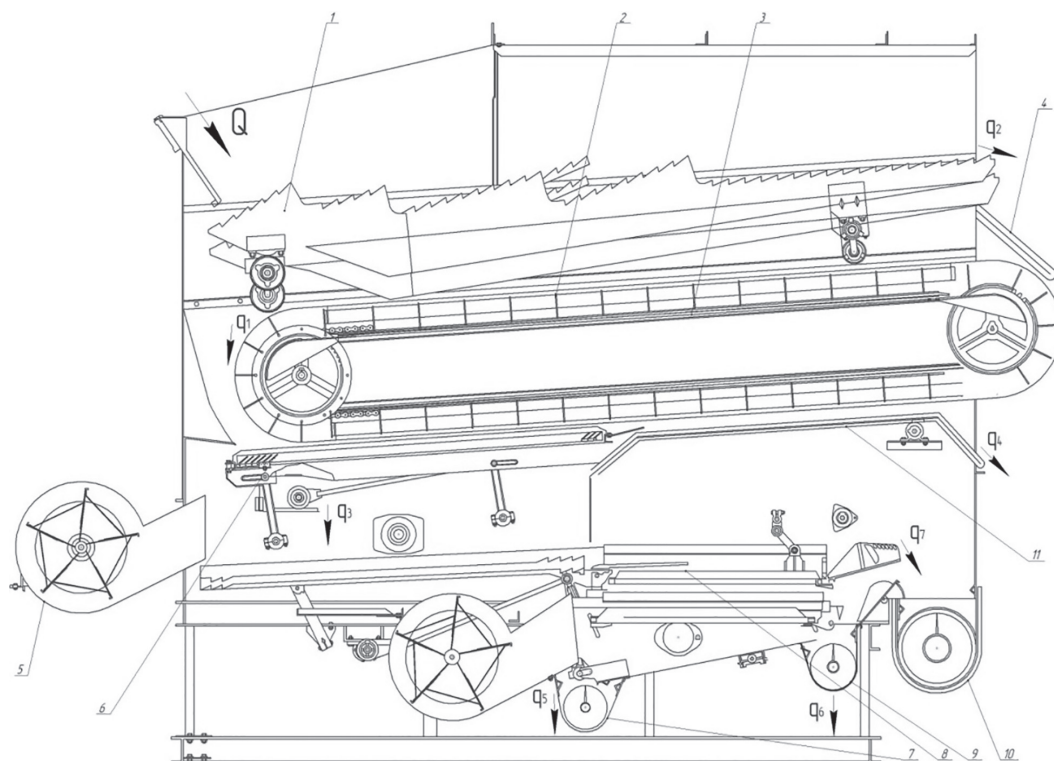


Рис. 2. Схема работы сепаратора измельченного вороха:

- 1 – клавишный соломотряс; 2 – граблины транспортера соломоотделителя; 3 – днище верхней ветви транспортера; 4 – скатная доска; 5 – вентилятор соломоотделителя; 6 – жалюзийное решето соломоотделителя; 7 – зерновой шнек; 8 – воздушно-решетная очистка; 9 – колосовой шнек; 10 – шнек для удаления сходов с верхнего решета очистки; 11 – удлинитель соломоотделителя

Назначение соломоотделителя – вывести из состава зерносомлистого вороха длинные фракции соломы и колоса и направить их на до-молот в стационарную молотилку, а обогащенный зерновой ворох (до 80–85 % зерна) подать на воздушно-решетную очистку сепаратора.

В табл. 1 приведена техническая характеристика сепаратора измельченного вороха.

Стационарная линия включает дозатор, сепаратор, стационарную молотилку и пневмо-конвейер для транспортировки соломы и половы к местам складирования.

Состав и величина потоков продуктов обработки измельченного вороха на рабочих органах сепаратора с отношением массы зерна к массе соломы 1:1,61 представлены в табл. 2.

Таблица 1

**Техническая характеристика
сепаратора измельченного вороха**

Наименование показателя	Значение показателя
Габаритные размеры, м:	
длина	6,35
ширина	2,98
высота	3,47
Масса, кг	3800
Соломотряс:	
количество клавиш, шт.	8
длина, м	3,65
рабочая ширина, м	2,50
частота вращения, рад/с	21,0
Соломоотделитель:	
количество транспортеров, шт.	2
размеры транспортера, м:	
длина	3,3
ширина	1,2
высота пальцев граблин	0,1
шаг расстановки пальцев на планке	0,067
скорость транспортера, м/с	0,35; 0,56; 0,78
Размеры решета, м:	
длина	1,7
ширина	1,2
Частота вращения приводного вала решет, рад/с	21,0
Количество электродвигателей	2
Суммарная установленная мощность кВт	22

Из табл. 2 видно, что мелкий зерновой ворох, поступающий на соломоотделитель, содержит 57 % свободного зерна и 43 % половы, соломы и колосков (в сумме). Решетно-грабельный соломоотделитель реализует тонкослойную обработку мелкого зернового вороха и доводит содержание зерна в ворохе до 86 %, что соответствует комбайновым кондициям. Воздушно-решетная очистка сепаратора обеспечивает чистоту зерна до 98,91 % и удовлетворяет агротехническим требованиям.

Эффективность воздушно решетной очистки оценивается и по содержанию зерна в колосовом ворохе, которое в опытах составила 16,35 %. Допустимое содержание зерна в колосовом ворохе, по данным Х.И. Изаксона, может достигать 22 % [13].

Абсолютные и относительные сходы зерна с соломотряса, соломоотделителя, очистки, из колосового и зернового шнеков сепаратора представлены в табл. 3.

В процессе измельчения хлебной массы полевой машиной МПУ-150 вымолачивается самое спелое и полноценное зерно [14, 15]. Поэтому важным оценочным показателем работы сепаратора является полнота выделения свободного (вымолоченного) зерна. Как видно из табл. 3 полнота выделения свободного зерна составила 86,8 %.

Соломотряс допускает в стационарную молотилку до 12,6 % свободного зерна и 6,2 % зерна в колосе, которые многократно превышают сходы свободного зерна и зерна в колосе с решет соломоотделителя и воздушно-решетной очистки.

В колосовой шнек попадает до 5,8 % зерна в колосе и до 1,8 % вымолоченного зерна.

Заключение

По результатам исследования работы сепаратора измельченного вороха можно сделать следующие выводы:

1. Перенос сложных процессов сепарации зерна из соломы и очистки зерна на стационар позволяет повысить эффективность рабочих органов и снизить потери зерна в поле.

2. В основу конструкции сепаратора положены рабочие органы, узлы и детали, применяемые в комбайностроении.

3. Увеличение площади сепарации соломотряса, воздушно-решетной очистки повышает производительность стационарной линии до 12–14 кг/с измельченной хлебной массы.

Таблица 2

Состав и величина потоков продуктов обработки измельченного вороха на рабочих органах сепаратора

Наименование потока	Величина потока, кг/с	Состав потока вороха, %			
		Свободное зерно	полова	солома	колоски
Измельченный ворох	8,9	33,1	17,0	44,5	9,3
Ворох, поступающий на соломоотделитель, q^1	5,39	57,0	19,5	18,1	5,0
Ворох, сходящий с соломотряса, q^2	3,51	12,2	16,0	65,8	6,0
Ворох, поступающий на очистку, q^3	2,85	86,0	4,2	2,4	7,4
Ворох, сходящий с соломоотделителя, q^4	2,54	2,7	33,5	61,4	2,4
Выход очищенного зерна, q^5	2,42	98,9	0,7	0,1	0,4
Ворох из колосового шнека, q^6	0,38	16,3	13,1	18,4	51,6
Ворох, сходящий с очистки, q^7	0,05	6,41	42,5	42,5	8,5

Таблица 3

Абсолютные и относительные сходы зерна с рабочих органов сепаратора

Наименование рабочего органа	Абсолютные всходы, 10^{-3} кг/с		Относительные всходы, %		Суммарные сходы, %
	свободного зерна	зерна в колосе	свободного зерна	зерна в колосе	
Соломотряс	428,0	211,0	12,6	6,2	18,8
Соломоотделитель	21,0	19,0	0,6	0,6	1,2
Очистка	3,0	4,0	0,09	0,1	0,19
Колосовой шнек	60,0	196,0	1,8	5,8	7,6
Зерновой шнек	2439,0	–	72,1	–	72,1
Всего	2951,0	449,0	86,8	13,2	100,0

4. Включенный в конструкцию сепаратора решетно-грабельный соломоотделитель обеспечивает содержание свободного зерна в мелком зерновом ворохе, поступающего на воздушно-решетную очистку, до 87 %.

5. Воздушно-решетная очистка сепаратора удовлетворяет требованиям по чистоте зерна до комбайновых кондиций.

6. Полнота выделения свободного зерна из потока измельченного вороха составляет 86,8 %.

7. Наибольшие сходы свободного зерна в стационарную молотилку наблюдаются с клавишного соломотряса – до 12,6 %, а суммарные сходы зерна – до 18,8 %.

8. Впервые найдено значение коэффициента сепарации клавишного соломотряса при обработке измельченного вороха, который составил $0,2 \text{ м}^{-1}$

Литература

1. Бутенко А.Ф., Асатурян А.В., Чепцов С.М. Экспериментальное определение параметров ак-

тивного питателя ленточного метателя зерна // Вестник АПК Ставрополя. 2015. № 1 (17). С. 17–21.

2. Shuhanov S.N. Interaction elements of particles of grain lots with air during the work of tape thrower // Agrarian Scientific Journal. 2015. Vol. 12. P. 58–59.
3. Алтухов И.В., Очиров В.Д., Федотов В.А. Экспериментальная ИК – установка для сушки плодов и овощей // Вестник Иркутской ГСХА. 2017. № 81–2. С. 90–96.
4. Бутенко А.Ф., Асатурян А.В. К обоснованию эффективности использования комбинированного ленточного метателя зерна // Международный технико-экономический журнал. 2018. № 1. С. 80–86.
5. Бутенко А.Ф., Асатурян А.В., Шешин А.И. К теоретическому обоснованию активного питателя в конструкции ленточного зернометателя // Международный технико-экономический журнал. 2018. № 6. С. 22–27.
6. Constructive-regime parameters of rotor-brush cleaner for tuberous roots dry cleaning / B.N. Nuralin //

- Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. 2018. Vol. 40. № 2. P. 113.
7. Piven V.V. Determination of the extent of fraction in air separation of grain material // Journal of Physics: Conference Series. 9. Ser. «IX International Scientific Practical Conference «Innovative Technologies in Engineering»». Institute of Physics Publishing, 2018.
 8. Канарев Ф.М. Проблемы уборочной страды // Вестник сельскохозяйственной науки. 1988. № 1. С. 131–137.
 9. Поляков Г.Н., Болоев П.А., Шуханов С.Н. Трехфазный способ уборки зерновых культур // Аграрная наука. 2016. № 5. С. 28–29.
 10. Поляков Г.Н., Шуханов С.Н. Оценка качества семян с помощью комплексного показателя // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2016. № 5 (61). С. 60–62.
 11. Алферов С.А. Воздушно-решетные очистки зерноуборочных комбайнов. М.: Агропромиздат, 1987. 159 с.
 12. Комбайны зерноуборочные самоходные: инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию / ООО «РОСТСЕЛЬМАШ» – ЗАО «БелРусь». 2002. 645 с.
 13. Изаксон Х.И. Зерноуборочные комбайны «Нива» и «Колос». М.: Колос, 1980. 416 с.
 14. Поляков Г.Н., Шуханов С.Н., Болоев П.А. Оптимизация режимов обмолота хлебной массы на стационаре // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 11. С. 40–52.
 15. Поляков Г.Н., Шуханов С.Н., Яковлев Д.А. Анализ факторов, влияющих на процесс сепарации измельченной хлебной массы // Оренбургский ГАУ, Известия № 4 (66). 2017. С. 127–129.
 4. Butenko A.F., Asaturyan A.V. Substantiating the effectiveness of using a combined belt grain thrower. International Technical and Economic Journal. 2018. No. 1, pp. 80–86 (in Russ.).
 5. Butenko A.F., Asaturyan A.V., Sheshin A.I. Theoretical justification of the active feeder in the design of the belt grain thrower. International Technical and Economic Journal. 2018. No. 6. Pp. 22–27 (in Russ.).
 6. Nuralin B.N. Constructive-regime parameters of rotor-brush cleaner for tuberous roots dry cleaning. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. 2018. Vol. 40. No 2, pp. 113.
 7. Piven V.V. Determination of the extent of fraction in air separation of grain material. Journal of Physics: Conference Series. 9. Ser. «IX International Scientific Practical Conference «Innovative Technologies in Engineering»». Institute of Physics Publishing, 2018. P. 012001.
 8. Kanarev FM Problems of harvesting lands. Bulletin of agricultural science. 1988. No. 1. Pp. 131–137.
 9. Polyakov G.N., Boloev P.A., Shukhanov S.N. Three-phase method of harvesting grain crops. Agrarian science. 2016. No. 5. Pp. 28–29 (in Russ.).
 10. Polyakov G.N., Shukhanov S.N. Assessment of the quality of seeds with the help of a complex indicator. News of the Orenburg State Agrarian University. 2016. No 5 (61). Pp. 60–62 (in Russ.).
 11. Alferov S.A. Vozdushno-reshetnyye ochistki zernouborochnykh kombaynov [Air-sieve cleaning combine harvesters]. Moscow: Agro-promizdat, 1987. 159 p.
 12. Комбайны зерноуборочные самоходные: Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию [Self-propelled grain harvesters: Operation and maintenance instructions]. ROSTSELMASH LLC - BelRuss CJSC, 2002. 645 p.
 13. Izakson H.I. Зерноуборочные комбайны «Нива» и «Колос» [Combine harvesters “Niva” and “Kolos”]. Moscow: Kolos Publ., 1980. 416 p.
 14. Polyakov G.N., Shukhanov S.N., Boloev P.A. Optimization of the threshing mode of the grain mass at the specific place. Tractors and agricultural machines. 2014.-11. pp. 40–52 (in Russ.).
 15. Polyakov G.N., Polyakov G.N., Yakovlev D.A. Analysis of factors affecting the separation process of crushed grain mass. Orenburg State Agrarian University, news. No. 4 (66). 2017. pp. 127–129 (in Russ.).

References

1. Butenko A.F., Asaturyan A.V., Cheptsov S.M. Experimental determination of the parameters of the active feeder grain belt thrower. Vestnik APK Stavropol. 2015. No 1 (17). Pp. 17–21 (in Russ.).
2. Shuhanov S.N. Interaction elements of particles of grain lots with air during the work of tape thrower. Agrarian Scientific Journal. 2015. Vol. 12. Pp. 58–59.
3. Altukhov I.V., Ochirov V.D., Fedotov V.A. Experimental IR - device for drying fruits and vegetables. Bulletin of the Irkutsk State Agricultural Academy. 2017. No. 81–2. Pp. 90–96 (in Russ.).

РАЗРАБОТКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОМПЛЕКСНОЙ ОЦЕНКИ ИНТЕЛЛЕКТУАЛИЗАЦИИ МАШИННОГО ПРОИЗВОДСТВА ОВОЩНЫХ КУЛЬТУР

DEVELOPMENT OF INDICATORS FOR A COMPREHENSIVE ASSESSMENT OF THE INTELLECTUALIZATION OF MACHINE PRODUCTION OF VEGETABLE CROPS

А.С. ДОРОХОВ, д.т.н.
А.В. СИБИРЕВ, к.т.н.
А.Г. АКСЕНОВ

ФГБНУ Федеральный научный агроинженерный центр
ВИМ, Москва, Российская Федерация,
sibirev2011@yandex.ru

A.S. DOROKHOV, DSc in Engineering
A.V. SIBIREV, PhD in Engineering
A.G. AKSENOV

Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia,
sibirev2011@yandex.ru

Овощеводство является важной отраслью сельскохозяйственного производства. Среди множества овощных растений все большее значение придается культурам, продукция которых содержит физиологически активные вещества. К этим культурам относятся пасленовые овощи – томаты, сладкий перец, баклажаны и лук. Для производства овощных культур применяются комплексы специальных и универсальных машин. К универсальным машинам относятся транспортные средства общего назначения, энергетические средства различного тягового класса, к специальным машинам – техника для посадки, культиваторы, машины для полива, химзащиты. Интенсивность ведения сельского хозяйства в современных условиях производства невозможна без высокого уровня насыщения машинно-технологических комплексов средствами интеллектуализации. Получение качественной конкурентоспособной продукции можно только при использовании современных высокопроизводительных машин, обеспечивающих совмещение технологических операций, в конструкциях которых заложены системы автоматизированного управления технологическими процессами, учета почвенного плодородия, сохранение экологической чистоты агроландшафтов. Общемировой тенденцией в современном сельскохозяйственном производстве становится применение интеллектуальных технологий, когда при выполнении технологических операций производится сбор и оперативная обработка больших объемов информации. Технические средства и машины для реализации таких технологий также должны обладать определенной степенью интеллекта, оснащаться приборами и устройствами для сбора, обработки и передачи информации, принятия решения по определенным алгоритмам и реализации управленческих решений. В статье представлены результаты исследований определения показателей комплексной оценки интеллектуализации машинного производства овощных культур.

Ключевые слова: комплексный показатель, вектор весов интеллектуализации, весовое значение интеллектуализации.

Vegetable growing is an important branch of agricultural production. Among the many vegetable plants, more and more importance is given to crops whose products contain physiologically active substances. These crops include nightshade vegetables – tomatoes, bell peppers, eggplants and onions. For the production of vegetable crops, complexes of special and universal machines are used. Universal vehicles include general-purpose vehicles, energy vehicles of various traction classes, special vehicles – plant-ing equipment, cultivators, irrigation machines, chemical protection. The intensity of agriculture in modern production conditions is impossible without a high level of saturation of machine-technological complexes with intellectualization. Obtaining high-quality competitive products is possible only with the use of modern high-performance machines that ensure the combination of technological operations, the design of which includes automated process control systems, soil fertility accounting, and ensuring ecological cleanliness of agricultural landscapes. The use of intelligent technologies is becoming a global trend in modern agricultural production, when during performing technological operations, large amounts of information is collected and processed. Technical means and machines for the implementation of such technologies should also have a certain degree of intelligence, should be equipped with devices for collecting, processing and transmitting information, making decisions on certain algorithms and implementing management decisions. The article presents the results of studies determining indicators of a comprehensive assessment of the intellectualization of machine production of vegetable crops.

Keywords: complex indicator, intellectualization weight vector, intellectualization weight value.

Введение

В любой технической системе можно выделить две последовательно взаимодействующие функциональные части: управляющую и исполнительную. Функция «управляющей» части заключается в восприятии целенаправленного внешнего воздействия (управляющего воздействия), оказываемого субъектом действия на ТС, и преобразовании его в действие, непосредственно инициирующее процесс функционирования «исполнительной» части системы [3, 4].

Основные функции интеллектуализации машинно-технологических комплексов производства овощных культур системы – это мониторинг и управление.

Функция контроля заключается в создании наиболее полной информационной базы по конструктивным, технологическим, режимным параметрам, а также по основным эксплуатационным характеристикам машинно-технологических комплексов машин.

Правильность принятого решения определяется степенью полноты информации о состоянии и качественном выполнении технологического процесса как комплексов машин, так и отдельных функционирующих элементов.

Увеличение объема информационной базы не может служить гарантией правильности принимаемых на ее основе производственных и технологических решений. Тем самым для создания инструмента принятия решений необходимо определить структуру интеллектуальной системы.

Цель исследований

Разработка показателей, характеризующих оценку качественных показателей выполнения

технологических операций при интеллектуализации машинного производства овощных культур.

Материалы и методы

Технологическая составляющая модели машинного производства овощных культур (рис. 1) представляет собой совокупность способов и приемов взаимодействия функционирующих элементов комплексов машин с обрабатываемым материалом и получения готовой продукции. Кроме того, данная составляющая учитывает технологические операции по возделыванию, уборке, переработке и транспортированию товарной продукции потребителю [5, 6].

На рис. 1 приняты следующие обозначения. В – вспашка; ФВ – фрезерование и выравнивание; ИД – инкрустация и дражирование семян; СУ – загрузка в транспортное средство семян и удобрений; ТП – транспортировка к месту посева семян и удобрений; ЗС – загрузка сеялки; ПУ – посев и внесение удобрений; УК – укладка капельной ленты и трубопровода; ЗР – применение средств защиты растений; СЛ – смотка капельной ленты; ОЛ – обрезка листьев лука и сорняков; ПК – подкапывание корнеплодов и укладка его в валок; ВК – подбор из валков и погрузка в транспортное средство ТС; ТХ – транспортировка к месту хранения; ОП – отделение примесей, обрезка листьев, сортировка по фракциям; ЗХ – закладка на хранение; Хп, Хуп, Хук, Хув, Хут, Хуз – функции внешнего воздействия на технологические процессы вспашки, фрезерования, инкрустации и дражирования семян, загрузки в транспортное средство семян и удобрений, транспортировки к месту посева семян



Рис. 1. Концептуальная модель машинного производства овощных культур

и удобрений, загрузки сеялки, посева и внесения удобрений, укладки капельной ленты и трубопровода, применения средств защиты растений, смотки капельной ленты, обрезки листьев лука и сорняков, подкапывания корнеплодов и укладки его в валок, подбора из валков и погрузки в транспортное средство ТС, транспортировки к месту хранения, отделения примесей, обрезки листьев, сортировки по фракциям, закладки на хранение; $Zп$, $Zуп$, $Zук$, $Zув$, $Zуз$ и $Zут$ – функция состояния технологических процессов вспашки, фрезерования, инкрустации и дражирования семян, загрузки в транспортное средство семян и удобрений, транспортировки к месту посева семян и удобрений, загрузки сеялки, посева и внесения удобрений, укладки капельной ленты и трубопровода, применения средств защиты растений, смотки капельной ленты, обрезки листьев лука и сорняков, подкапывания корнеплодов и укладки его в валок, подбора из валков и погрузки в транспортное средство ТС, транспортировки к месту хранения, отделения примесей, обрезки листьев, сортировки по фракциям, закладки на хранение; $Uп$, $Uуп$, $Uук$, $Uув$, $Uуз$ и $Uут$ – функции управляющего воздействия технологических процессов вспашки, фрезерования, инкрустации и дражирования семян, загрузки в транспортное средство семян и удобрений, транспортировки к месту посева семян и удобрений, загрузки сеялки, посева и внесения удобрений, укладки капельной ленты и трубопровода, применения средств защиты растений, смотки капельной ленты, обрезки листьев лука и сорняков, подкапывания корнеплодов и укладки его в валок, подбора из валков и погрузки в транспортное средство ТС, транспортировки к месту хранения, отделения примесей, обрезки листьев, сортировки по фракциям, закладки на хранение; $Yп$, $Yуп$, $Yук$, $Yув$, $Yуз$ и $Yут$ – результирующие параметры технологических процессов вспашки, фрезерования, инкрустации и дражирования семян, загрузки в транспортное средство семян и удобрений, транспортировки к месту посева семян и удобрений, загрузки сеялки, посева и внесения удобрений, укладки капельной ленты и трубопровода, применения средств защиты растений, смотки капельной ленты, обрезки листьев лука и сорняков, подкапывания корнеплодов и укладки его в валок, подбора из валков и погрузки в транспортное средство ТС, транспортировки к месту хране-

ния, отделения примесей, обрезки листьев, сортировки по фракциям, закладки на хранение

Особенностью этапа построения концептуальной модели и ее формализации является переход от описания системы к ее блочно-модульному представлению. При этом в такой блочной модели обычно выделяют три автономные группы блоков.

Блоки первой группы имитируют воздействия внешней среды E на моделируемую систему S , вторая группа отражает процесс функционирования системы, третья группа блоков служит для обеспечения машинной реализации первых двух групп, а также фиксирует и обрабатывает результаты моделирования.

Известно, что технологическая схема машинного производства овощных культур состоит из следующих операций [7, 8].

1. Подготовка почвы (1.1. Вспашка (В); 1.2. Фрезерование + выравнивание (ФВ)).
2. Подготовка посевного материала (2.1. Инкрустация и дражирование семян (ИД)).
3. Транспортировка посевного материала (3.1. Загрузка в транспортное средство семян и удобрений (СУ); 3.2. Транспортировка к месту посева семян и удобрений (ТП)).
4. Посев (4.1. Загрузка сеялки (ЗС); 4.2. Посев+внесение удобрений (ПУ)).
5. Орошение (5.1. Укладка капельной ленты и трубопровода (УК)).
6. Уход за посевами (6.1. Применение средств защиты растений (ЗР)).
7. Уборка (7.1. Смотка капельной ленты (СЛ); 7.2. Обрезка листьев лука и сорняков (ОЛ); 7.3. Подкапывание лука и укладка его в валок (ПК); 7.4. Подбор из валков и погрузка в ТС (ВК); 7.5. Транспортировка к месту хранения (ТХ)).
8. Послеуборочная доработка (8.1. Отделение примесей, обрезка листьев, сортировка по фракциям (ОП); 8.2. Закладка на хранение (ЗХ)).

Для демонстрации первого этапа моделирования представим процесс функционирования системы S интеллектуального машинного производства овощных культур, т.е. ее концептуальную модель M в виде совокупности некоторых элементов, условно изображаемых квадратами (рис. 1).

Совокупность указанных параметров представляет собой описание подпроцессов исследуемого технологического процесса производства овощных культур.

Построив, таким образом, блочную модель, переходим к математическому описанию процессов, происходящих в различных блоках.

Результаты и обсуждение

Математическая модель представляет собой совокупность соотношений (например, уравнений, логических условий, операторов и т.д.), определяющих характеристики процесса функционирования системы в зависимости от ее структуры, алгоритмов поведения и параметров, а также от воздействий внешней среды, начальных условий и времени.

Исходные данные для технико-технологической модели интеллектуального машинного производства овощных культур должны содержать описание временных диаграмм выполнения отдельных технологических операций технологического процесса, а также информацию, описывающую распределение машин, рабочих органов, систем управления по операциям и длительность выполнения данных операций технологического процесса производства овощных культур.

Матрица Q описывает распределение машин, рабочих органов, систем управления по операциям:

$$Q = \begin{vmatrix} q_{11} & q_{qi} & q_{1ni} \\ q_{j1} & q_{ji} & q_{jnj} \\ q_{m1} & q_{mi} & q_{mm} \end{vmatrix}, \quad (1)$$

где i – текущий код операции; j – код технологического процесса; n_j – число фаз в j -м технологическом процессе; m – число технологических операций; q_{ji} – шифр технологического комплекса машин, реализующего в j -м технологическом процессе i -ю операцию.

Матрица, описывающая длительность выполнения данных операций технологического процесса производства овощных культур:

$$T = \begin{vmatrix} t_{11} & t_{1i} & t_{1ni} \\ t_{j1} & t_{ji} & t_{jnj} \\ t_{m1} & t_{mi} & t_{mm} \end{vmatrix}, \quad (2)$$

где t_{ji} – время реализации i -й операции.

Описание последовательности классов внешних воздействий, поступающих на вход технологического комплекса машин, может быть представлено в детерминированной и вероятностной формах:

$$\begin{cases} \bar{Y}_d = \{u_1, u_f, u_m\}, \\ \bar{Y}_p = \{u_{p1}, u_{pl}, u_{pk}\}, \end{cases} \quad (3)$$

где f – порядковый номер класса внешних воздействий в общем потоке; u_f – тип внешнего воздействия, которому соответствует определенная диаграмма или технологический процесс, представленный строкой в Q и T матрицах; m – количество внешних воздействий; u_p – частотный показатель типов внешних воздействий, характеризующий содержание отдельных типов в общем потоке; k – количество типов внешних воздействий.

Однако получение таких соотношений достаточно простого и общего вида для больших систем часто оказывается невозможным.

Поэтому обычно исследуемый процесс разбивается на ряд операций до тех пор, пока описание отдельной операции не будет элементарным и не будет вызывать трудностей при формализации.

После этого формализация соответствующей операции сводится к выбору той или иной типовой математической схемы, которая достаточно точно описывает происходящие в нем явления.

Исследования комплексных систем управления технологическими процессами и качеством получаемой продукции в настоящее время базируются на единых приемах системного анализа.

Разработка новых технологических операций и способов их осуществления должна заключаться в решении комплекса взаимосвязанных задач, к которым, кроме выбора технологического процесса, порядка их выполнения, энерго- и ресурсозатрат, относят исходное состояние поверхности поля перед посевом, а также физико-механические свойства почвы и требования к качеству выполнения отдельных операций технологии [8].

Известно, что комплексный метод оценки уровня качества продукции осуществляется с использованием комплексных (обобщенных) показателей качества.

Следует обратить внимание на то, что комплексная оценка не дает представления об отдельных свойствах продукции, а комплексные показатели можно получать при разном сочетании единичных показателей. Поэтому комплексные показатели должны дополнять, а не заменять отдельные показатели качества.

Комплексный показатель ($K_{\text{и}}$) характеризует совокупность взаимосвязанных свойств (сложное свойство) из всего множества свойств, образующих качество продукции и выражается одним числом, что позволяет на практике сравнивать большое число показателей качества продукции с таким же количеством базовых показателей. Он отражает совокупность свойств продукции, по которой принято решение оценивать качество продукции.

С учетом вышесказанного, для определения показателя уровня оценки интеллектуализации машинного производства овощных культур предлагается ввести безразмерный показатель – коэффициент интеллектуализации $K_{\text{и}}$, рассчитываемый как отношение коэффициента интеллектуализации исследуемого технологического процесса $I_{\text{п}}$, полученного в результате сбора данных с хозяйствующих субъектов РФ, к коэффициенту интеллектуализации допустимых значений $I_{\text{д}}$ исследуемого технологического процесса, т.е.:

$$K_{\text{и}} = \frac{I_{\text{п}}}{I_{\text{д}}}, \quad (4)$$

где $I_{\text{п}}$ – коэффициент интеллектуализации эмпирических значений исследуемого технологического процесса; $I_{\text{д}}$ – коэффициент интеллектуализации допустимых значений исследуемого технологического процесса.

Коэффициент интеллектуализации допустимых значений $I_{\text{д}}$ оцениваемой операции исследуемого технологического процесса машинной технологии производства овощных культур:

$$I_{\text{д}} = 1. \quad (5)$$

Коэффициент интеллектуализации эмпирических значений $I_{\text{п}}$ исследуемого технологического процесса машинной технологии производства овощных культур представляет собой совокупность значений, определяющих вес интеллектуализации операции технологического процесса:

$$I_{\text{п}} = \sum_n^{i=1} W_i, \quad (6)$$

где W_i – вектор весов интеллектуализации отдельной операции.

Каждому технологическому процессу машинного производства овощных культур соответствует вектор весов интеллектуализации отдельной операции:

$$I_{\text{п}} = \sum_n^{i=1} W_i \quad (7)$$

где w_{ij} – весовое значение интеллектуализации i -й операции технологического процесса машинного производства овощных культур; n – количество операций технологического процесса производства овощных культур, шт.

В виду отсутствия информации об оценке уровня интеллектуализации отдельной технологической операции введем допущение о том, что каждая i -я операция технологического процесса производства овощных культур имеет пропорциональный вес, т.е.:

$$w_{ij} = 1/n. \quad (8)$$

Веса входных сигналов используются для вычисления взвешенной суммы u_i входных сигналов:

$$\Sigma = \sum_{j=1}^N w_{ij} x_j. \quad (10)$$

Таким образом, с учетом выражений (5)–(9) комплексный показатель $K_{\text{и}}$ оценки интеллектуализации машинного производства овощных культур будет иметь в виде:

$$K_{\text{и}} = \frac{\sum_n^{i=1} w_{ij}}{I_{\text{д}}}. \quad (11)$$

Заключение

Численные значения разработанного показателя ($K_{\text{и}}$) комплексной оценки интеллектуализации машинного производства овощных культур свидетельствуют о величине техногенного воздействия комплекса машин на уборку овощных культур в следующем интервале значений:

– $K_{\text{и}} = 1$: показатель уровня оценки интеллектуализации машинного производства овощных культур не выходит за рамки допуска, а оценочные параметры по данному показателю имеют достаточный уровень «требовательности» к ее выполнению;

– $K_{\text{и}} > 1$: показатель уровня оценки интеллектуализации машинного производства овощных культур выходит за рамки допуска, т.е. комплекс машин не обеспечивает достижения требуемого уровня качества уборки, и необходимо принятие мер по устранению несоответствия;

– $K_{\text{и}} < 1$: показатель уровня оценки интеллектуализации машинного производства

овощных культур выполняется с превышением заданного уровня качества выполнения, что может свидетельствовать о заниженных требованиях к данному показателю и необходимости корректировки полей допусков.

Выводы

Разработана логическая структура концептуальной технико-технологической модели машинного производства лука, моркови и столовой свеклы, учитывающая совокупность элементов технологического способа получения продукции (выполнение работ), посредством транспортных, передаточных, диагностических и информационных средств, организованных в технологические системы производственных подразделов выполнения технологического процесса в целом.

Получена матрица (1), описывающую распределение машин, рабочих органов, систем управления по операциям и длительность выполнения данных операций технологического процесса производства лука, моркови и столовой свеклы, а также длительность выполнения данных операций технологического процесса производства овощных культур (выражением (2)).

Определен комплексный показатель ($K_{\text{и}}$), который характеризует совокупность взаимосвязанных свойств (сложное свойство) из всего множества свойств, образующих качество продукции, и выражается одним числом, что позволяет на практике сравнивать большое число показателей качества продукции с таким же количеством базовых показателей.

Получены выражения для определения коэффициента интеллектуализации $K_{\text{и}}$ (4), а также вектора весов интеллектуализации отдельной операции (7) исследуемого технологического процесса.

Литература

1. Аксенов А.Г., Сибирев А.В., Козлова А.И. Методология разработки технологических и технических решений на возделывании овощных культур на примере посадки лука-севка // Интеллектуальные машинные технологии и техника для реализации государственной программы развития сельского хозяйства: материалы международной научно-технической конференции. М.: ФГБНУ «Всероссийский научно-исследовательский институт механизации сельского хозяйства», 2015. С. 284–288.

2. Аксенов А.Г., Сибирев А.В., Емельянов П.А. Обеспеченность техникой для овощеводства // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 8. С. 25–30.
3. Валге А.М. Формализация технологий растениеводства как динамических систем // Технологии и технические средства механизированного производства продукции растениеводства и животноводства. 2003. № 74. С. 26–34.
4. Морозов Ю.Л., Андрианов В.М., Максимов Д.А., Богданов К.В. Разработка адаптивных технологий производства продукции растениеводства / Государственное научное учреждение Северо-Западный научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства Российской академии сельскохозяйственных наук. Санкт-Петербург, 2005.
5. Полуэктов Р.А. Динамические модели агроэкосистемы. Л.: Гидрометеиздат, 1991. 312 с.
6. Измайлов А.Ю., Гришин А.А., Гришин А.П., Лобачевский Я.П. Экспертные системы интеллектуальной автоматизации технических средств сельскохозяйственного назначения // Инновационное развитие АПК России на базе интеллектуальных машинных технологий. М., 2014. С. 379–382.
7. Измайлов А.Ю., Лобачевский Я.П. Система технологий и машин для инновационного развития АПК России // Система технологий и машин для инновационного развития АПК России: сборник научных докладов Международной научно-технической конференции, посвященной 145-летию со дня рождения основоположника земледельческой механики академика В.П. Горячкина / Всероссийский научно-исследовательский институт механизации сельского хозяйства. 2013. С. 7–10.
8. Попов В.Д., Валге А.М., Папушин Э.А. Повышение эффективности производства продукции растениеводства с использованием информационных технологий // Технологии и технические средства механизированного производства продукции растениеводства и животноводства. 2009. № 81. С. 32–39.

References

1. Aksenov A.G., Sibirëv A.V., Kozlova A.I. Methodology for the development of technological and technical solutions for the cultivation of vegetables using the example of planting onion sets. *Intellektual'nyye mashinnyye tekhnologii i tekhnika dlya realizatsii gosudarstvennoy programmy razvitiya sel'skogo khozyaystva – mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya* [Intelligent machine technologies and equipment for the implementation of

- the state program for the development of agriculture – international scientific and technical conference]. Moscow: FGBNU «Vserossiyskiy nauchno-issledovatel'skiy institut mekhanizatsii sel'skogo khozyaystva» Publ., 2015, pp. 284–288 (in Russ.).
2. Aksenov A.G., Sibirëv A.V., Yemel'yanov P.A. Provision of equipment for vegetable growing. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2016. No 8, pp. 25–30 (in Russ.).
 3. Valge A.M. Formalization of crop production technologies as dynamic systems. *Tekhnologii i tekhnicheskiye sredstva mekhanizirovannogo proizvodstva produktsii rasteniyevodstva i zhivotnovodstva*. 2003. No 74, pp. 26–34 (in Russ.).
 4. Morozov Yu.L., Andrianov V.M., Maksimov D.A., Bogdanov K.V. Development of adaptive technologies for crop production. *Gosudarstvennoye nauchnoye uchrezhdeniye Severo-Zapadnyy nauchno-issledovatel'skiy institut mekhanizatsii i elektrifikatsii sel'skogo khozyaystva Rossiyskoy akademii sel'skokhozyaystvennykh nauk* [State Scientific Institution “North-West Research Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture” of the Russian Academy of Agricultural Sciences”]. Sankt-Peterburg, 2005 (in Russ.).
 5. Poluektov R.A. *Dinamicheskiye modeli agroekosistemy* [Dynamic models of agroecosystem]. L.: Gidrometeoizdat, 1991. 312 p.
 6. Izmaylov A.Yu., Grishin A.A., Grishin A.P., Lobachevskiy Ya.P. Expert systems of intellectual automation of agricultural technical equipment. *Innovatsionnoye razvitiye APK Rossii na baze intellektual'nykh mashinnykh tekhnologiy*. Moscow, 2014, pp. 379–382 (in Russ.).
 7. Izmaylov A.Yu., Lobachevskiy Ya.P. System of technologies and machines for the innovative development of the agricultural sector of Russia. *V sbornike: Sistema tekhnologiy i mashin dlya innovatsionnogo razvitiya APK Rossii* *Sbornik nauchnykh dokladov Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii, posvyashchennoy 145-letiyu so dnya rozhdeniya osnovopolozhnika zemledel'cheskoy mekhaniki akademika V.P. Goryachkina* [In the collection: The system of technologies and machines for the innovative development of the agro-industrial complex of Russia. A collection of scientific reports of the International scientific and technical conference dedicated to the 145th birthday of the founder of agricultural mechanics academician Vasiliy P. Goryachkin]. *Vserossiyskiy nauchno-issledovatel'skiy institut mekhanizatsii sel'skogo khozyaystva*. 2013, pp. 7–10 (in Russ.).
 8. Popov V.D., Valge A.M., Papushin E.A. Improving the efficiency of crop production using information technology. *Tekhnologii i tekhnicheskiye sredstva mekhanizirovannogo proizvodstva produktsii rasteniyevodstva i zhivotnovodstva*. 2009. No 81, pp. 32–39. (in Russ.).

О ВЗАИМНОМ РАСПОЛОЖЕНИИ ЛЕНТЫ РАСТЕНИЙ ЛЬНА-ДОЛГУНЦА И ОЧЕСЫВАЮЩЕГО АППАРАТА ПРИ РАЗДЕЛЬНОЙ УБОРКЕ

THE RELATIVE POSITION OF THE FLAX PLANT STRIP AND STRIPPING APPARATUS DURING SEPARATE CLEANING

А.Н. ЗИНЦОВ, д.т.н.

ФГБОУ ВО Костромская ГСХА, Кострома, Россия,
zintsov_a@mail.ru

A.N. ZINTSOV, DSc in Engineering

Kostroma State Agricultural Academy, Kostroma, Russia,
zintsov_a@mail.ru

В настоящее время при остром дефиците высококачественного сырья для текстильной промышленности и значительном подорожании энергоносителей внедрение технологии раздельной уборки льна в производство становится особенно актуальным. Однако применение такой технологии сдерживается ее высокой зависимостью от погодных условий и отсутствием надежной и недорогой техники. Наибольшую сложность для механизации представляет вторая фаза раздельной уборки, которая в наибольшей мере зависит от погодных условий. Уровень погодной зависимости всецело обусловлен особенностями конструкции подборщика-очесывателя, главным рабочим органом которого является аппарат для отделения семенной части урожая от стеблей. В результате исследований установлено, что качество работы этого аппарата зависит от ширины зоны расположения коробочек в ленте растений и от ее ординаты относительно зажимного транспортера очесывающего аппарата. При работе подборщиков указанная ордината изменяется в более широких пределах из-за систематических ошибок копирования ленты льна в горизонтальной плоскости подбирающим рабочим органом. С целью максимального сбора продукции при раздельной уборке льна ученые Костромской ГСХА исследовали процесс отделения семенной части урожая от стеблей гребневым очесывающим аппаратом с учетом влияния отмеченных факторов. Результаты экспериментальных исследований показали, что поставленное требование выполняется при минимальном размере зоны расположения коробочек ≤ 30 см и ее удаленности от передней кромки зажимного транспортера на 53 см. В этом случае все семенные коробочки попадают в зону действия гребней очесывающего аппарата, а потери стеблей не превышают 3 %. Стабилизировать оптимальное положение ленты растений можно с помощью ориентирующего устройства и системы автоматического передвижения очесывающего аппарата. Минимальный размер зоны расположения семенных коробочек может быть обеспечен только при высоком качестве выполнения всех предшествующих технологических операций по возделыванию льна-долгунца.

Ключевые слова: раздельная уборка льна, подборщик-очесыватель, очесывающий аппарат, зажимной транспортер, лента растений, потери семян, отход стеблей в пуганину.

Nowadays, with an acute shortage of high-quality raw materials for the textile industry and a significant increase in energy prices, the introduction of separate flax harvesting technology in production is becoming especially urgent. However, the use of such technology is constrained by its high dependence on weather conditions and the lack of reliable and inexpensive equipment. The greatest difficulty for mechanization is the second phase of separate cleaning, which is most dependent on weather conditions. The level of weather dependence entirely depends on the design features of the pick-up stripping apparatus, which main working body is the apparatus for separating the seed of the crop from the stems. It was established in the work that the quality of this apparatus depends on the width of the zone of arrangement of the boxes in the plant ribbon and on its ordinate relative to the clamping conveyor of the stripping apparatus. During the pickers operation, the indicated ordinate changes to a wider extent due to systematic errors in copying the flax tape in the horizontal plane by the selecting working body. In order to maximize the collection of products during separate flax harvesting, scientists of the Kostroma State Agricultural Academy investigated the process of separating the seed part of the crop from the stems with a stripping apparatus, taking into account the influence of the mentioned factors. The results of experimental studies have shown that the stated requirement is fulfilled with a minimum size of the box location zone (≤ 30 cm) and its distance from the front edge of the clamping conveyor by 53 cm. In this case, all seed boxes fall into the area of action of the ridges of the stripping apparatus, and the loss of stems does not exceed 3 %. It is possible to stabilize the optimal position of the plant ribbon using an orienting device and a system for automatically moving the stripping apparatus. The minimum size of the zone of location of seed boxes can be ensured only with high quality performance of all previous technological operations for the cultivation of flax.

Keywords: separate flax harvesting, pick-up stripping apparatus, combing machine, stripping apparatus, clamping conveyor, plant belt, seed loss, stalk waste.

Введение

В технологии возделывания льна уборка является самым ответственным, фондоемким и трудоемким комплексом работ. В мировой практике наибольшее распространение получили комбайновая и раздельная (двухфазная) технологии уборки. Каждая из них имеет свои преимущества и недостатки. Неоспоримыми преимуществами раздельной технологии являются возможность получения одновременно волокнистой продукции наивысшего качества за счет более ранних сроков уборки и семян, пригодных для посева, а также существенное сокращение расхода топлива на искусственную сушку льновороха за счет предварительного удаления из него влаги в естественных условиях под воздействием солнечной радиации.

Из сказанного следует, что в настоящее время при остром дефиците высококачественного сырья для текстильной промышленности и значительном подорожании энергоносителей внедрение в производство технологии раздельной уборки льна становится особенно актуальным.

Однако применение этой технологии сдерживается более высокой зависимостью от погодных условий и, главным образом, отсутствием полного комплекса надежной и недорогой техники. В настоящее время не вызывает каких-либо сомнений техническая обеспеченность и возможность реализации только первой фазы раздельной технологии. Для этого можно использовать множество различных машин отечественного производства: теребилки ТЛН-1,5А, ЛТС-1,65, ТЛП-1,5К и др. или, в крайнем случае, льноуборочные комбайны ЛК-4А со снятыми или отключенными очесывающими аппаратами. Все машины имеют высокую производительность и хорошие показатели качества работы.

Наибольшую сложность для механизации представляет вторая, самая ответственная, фаза раздельной уборки, которая в наибольшей мере зависит от погодных условий. Уровень этой зависимости всецело обусловлен особенностями конструкции льноуборочной машины для отделения семенной части урожая от стеблей. Для выполнения такой операции служат подборщики-очесыватели, подборщики-молотилки или оборачиватели-очесыватели. Однако до настоящего времени ни одна из известных машин данного назначения не нашла

широкого применения в производстве по причинам их низкой работоспособности и высокой стоимости.

Главным рабочим органом подборщика-очесывателя, отвечающим за количество сбора продукции и возможность работы с увлажненными растениями, является аппарат для отделения семенной части урожая от стеблей. Поэтому в конструкции подборщика должен быть использован рабочий орган, который уже рекомендовал себя положительно в широком диапазоне эксплуатационных условий и при работе на льне любой спелости и влажности. Производственный опыт показал, что из всех известных аналогов самым надежным и эффективным устройством указанного назначения является гребневой очесывающий аппарат с поступательно-круговым движением зубьев. Аппараты подобного типа успешно применяются уже более 50 лет на отечественных льноуборочных комбайнах ЛК-4Т, ЛК-4А, «Русь», «Русич» и др.

Основными показателями качества работы гребневого аппарата являются чистота очеса семенных коробочек и отход стеблей в путанину. На основании анализа литературных источников [1, 2, 3] было выяснено, что количество семенных коробочек, оставшихся на стеблях после работы льноуборочного комбайна, зависит от ширины h_k зоны расположения коробочек в ленте растений, ее положения y_b относительно зажимного транспортера очесывающего аппарата и от количества стеблей на одном погонном метре ленты ρ (плотности растительной массы, ст./м).

Наибольший интерес для раскрытия зависимости качества очеса от взаимного расположения гребневого очесывающего аппарата и ленты стеблей представляют исследования, проведенные во ВНИИЛ в 1968–1975 гг. Н.Н. Быковым [4]. С учетом полученных результатов был разработан передвижной очесывающий аппарат с возможностью его перемещения в направлении осей стеблей в зависимости от длины последних. Такая конструкция была рекомендована к использованию на льноуборочных комбайнах. Совершенно очевидно, что данная рекомендация будет также справедлива по отношению к подборщику-очесывателю. Однако полученные Н.Н. Быковым результаты не дают ответа на вопрос об оптимальных значениях факторов h_k , y_b и ρ . Кроме того, при работе подборщиков ордината y_b изменяется в более широких пределах из-за появления дополнитель-

ного входного процесса в виде систематических ошибок копирования ленты льна в ее плоскости подбирающим рабочим органом. Указанные ошибки достигают $\pm 0,11$ м [5]. Поэтому вопрос оптимальности взаимного расположения очесывающего аппарата и ленты льна с точки зрения минимизации потерь семян и стеблей при раздельной уборке нуждается в дополнительном исследовании и обосновании.

Цель исследований

Исследовать процесс отделения семенной части урожая от стеблей гребневым очесывающим аппаратом для обеспечения максимального сбора продукции при раздельной уборке льна.

Материалы и методы

Для реализации опытов применили математический метод планирования экспериментов с использованием трехуровневого плана 2-го порядка Бокса-Бенкина для трех факторов. Поскольку основными видами продукции в льноводстве являются семена и стебли, то критериями эффективности были приняты потери семян $Q_{\text{ссм}}$ от недоочеса и потери стеблей $Q_{\text{ст}}$ в виде отхода в пуганину.

Факторное пространство исследуемого процесса ограничили значениями (табл. 1), выбранными на основании предварительных сведений об условиях работы гребневых очесывающих аппаратов.

Для технического обеспечения программы опытов была разработана и изготовлена экспериментальная лабораторная установка (рис. 1), состоящая из гребневого очесывающего аппарата 4 с зажимным транспортером 3, питающего ленточного конвейера 1 с вариатором 6 частоты вращения ведущего вала, приемника продуктов очеса 2, системы привода и блока управления 5.

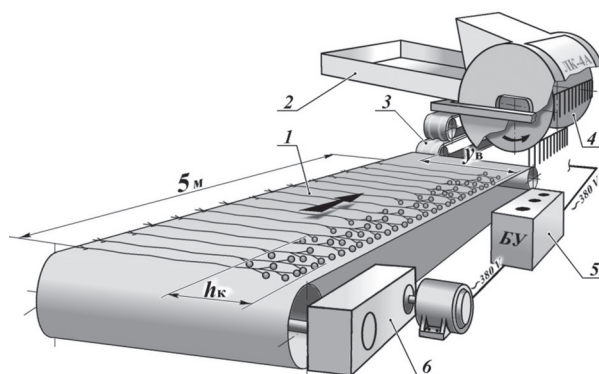


Рис. 1. Лабораторная установка для проведения опытов

Опыты проводили с использованием растений льна, характеристика которого представлена в табл. 2.

Ленты растений формировали в полевых условиях льноуборочным комбайном ЛК-4А со снятым очесывающим барабаном. При этом для создания плановых значений ширины h_k зоны расположения коробочек в ленте, взяв

Таблица 1

Границы факторного пространства исследуемого процесса

Фактор	Значения и уровни факторов			Интервалы варьирования
	-1	0	+1	
h_k , см	30	40	50	10
y_b , см	40	50	60	10
ρ , ст./м ленты	1200	1800	2400	600

Таблица 2

Характеристика исходного материала

Показатель	Значение показателя
Сорт льна	П-359
Густота стеблестоя, ст./м ²	1156
Полеглость стеблестоя, балл	4...5
Средняя длина растений, см	76,4
Средний диаметр стеблей, мм	1,1
Головчатость растений, шт./растение	3,1

за основу результаты исследований, представленные в работах [6, 7], изменяли высоту тербления растений и скорость движения льноуборочного агрегата по полю. Для транспортировки с поля к лабораторной установке и сохранения при этом полученных уровней фактора h_k разостланную на поле ленту пятиметровыми отрезками заворачивали в рулоны с разделением слоев растений путем прокладки бумаги между ними.

Вторая фаза раздельной технологии предполагает взаимодействие рабочих органов подборщика-очесывателя с подсушенным льном. Поэтому для обеспечения реальных условий работы очесывающего аппарата рулоны лент растений просушивали в развернутом состоянии в течение восьми суток. Перед проведением опытов подсушенные отрезки ленты взвешивали и обсчитывали их исходную плотность. Далее лен укладывали на поверхность конвейера 1 так (рис. 1), чтобы вершинная часть ленты растений льна находилась от верхней кромки зажимного транспортера 3 на плановом расстоянии y_b . При необходимости выполняли ручную корректировку фактора h_k . Управление фактором ρ осуществляли скоростью движения питающего ленточного конвейера 1. С этой целью в конструкцию привода конвейера был введен вариатор b частоты вращения ведущего вала. Необходимую скорость движения конвейера лабораторной установки вычисляли с учетом исходной плотности растительной массы и ее планового значения по формуле:

$$V_{\text{конв.}} = \frac{\rho_{\text{пл.}} \cdot V_{\text{з.т.}}}{\rho_{\text{исх.}}},$$

где $V_{\text{конв.}}$ – скорость конвейера лабораторной установки, м/с; $V_{\text{з.т.}}$ – скорость ремней зажимного транспортера, $V_{\text{з.т.}} = 1,54$ м/с; $\rho_{\text{пл.}}$ – плотность растительной массы по плану эксперимента, ст./м ленты (см. табл. 1); $\rho_{\text{исх.}}$ – исходная плотность растительной массы, ст./м ленты.

Скорость движения конвейера контролировали с помощью тахометра часового типа ТУ-10Р.

Каждый опыт проводили в пяти повторностях, количество которых определили по результатам предварительного эксперимента с учетом доверительной вероятности $P_d = 0,90$.

После пропуска отрезка ленты растений льна через очесывающий аппарат собирали полученные при этом продукты очеса и очесанные стебли в отдельные упаковки. По за-

вершению опыта определяли по стандартной методике потери семян от недоочеса $Q_{\text{ссм.}}$ и отход стеблей в путанину $Q_{\text{ст.}}$.

Результаты и обсуждение

Обработку экспериментальных данных проводили на ЭВМ по программе множественного регрессионного анализа с применением программы STATGRAPHICS Plus for Windows 3.0. В итоге были получены следующие регрессионные уравнения зависимостей потерь семян $Q_{\text{ссм.}}$ и стеблей $Q_{\text{ст.}}$ от исследуемых факторов h_k , y_b и ρ :

$$Q_{\text{ссм.}} = 5,315 + 3,194 \cdot h_k - 7,758 \cdot y_b - 0,557 \cdot \rho - 1,166 \cdot h_k^2 + 4,782 \cdot y_b^2 - 3,483 \cdot h_k \cdot y_b - 0,465 \cdot h_k \cdot \rho + 0,569 \cdot y_b \cdot \rho; \quad (1)$$

$$Q_{\text{ст.}} = 2,385 - 0,154 \cdot h_k + 1,369 \cdot y_b + 0,343 \cdot y_b^2 - 0,120 \cdot \rho^2 - 0,081 \cdot h_k \cdot \rho - 0,090 \cdot y_b \cdot \rho. \quad (2)$$

Коэффициенты уравнения (1) убедительно свидетельствуют о том, что потери семян от недоочеса обусловлены главным образом ординатой y_b вершин растений в ленте относительно зажимного транспортера и шириной h_k зоны расположения семенных коробочек.

Графическая интерпретация указанной зависимости в виде ее двумерного сечения $Q_{\text{ссм.}} = f(h_k; y_b)$ изображена на рис. 2.

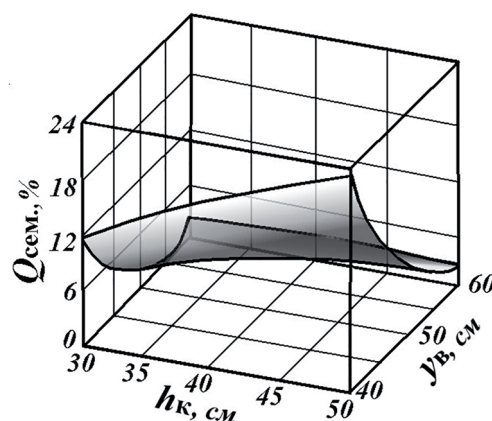


Рис. 2. Двумерное сечение поверхности отклика $Q_{\text{ссм.}} = f(h_k; y_b)$

Анализ полученного изображения показывает, что гребневой очесывающий аппарат может работать без потерь семян только при минимальном значении h_k и $y_b = 55$ см. Прогрессивный рост потерь семян (до 23 %)

происходит при увеличении растянутости зоны расположения коробочек $h_k \rightarrow \max_{\text{план.}}$ и приближении ее к зажимному транспортеру $y_b \rightarrow \min_{\text{план.}}$. В этом случае потери семян, оставшихся на стеблях в неочесанных коробочках, обусловлены неполным захватом зоны расположения коробочек в ленте гребнями очесывающего барабана.

Существенную ценность в урожае льна-долгунца составляет волокнистая часть, потери которой также зависят от перечисленных факторов. Из уравнения (2) видно, что наибольшее влияние на отход стеблей в путанину оказывает ордината y_b расположения их вершин относительно зажимного транспортера (коэффициент регрессии 1,369). Наиболее ярко отмеченное влияние можно проиллюстрировать с помощью двумерного сечения поверхности отклика $Q_{\text{ст.}} = f(h_k; y_b)$ (рис. 3).

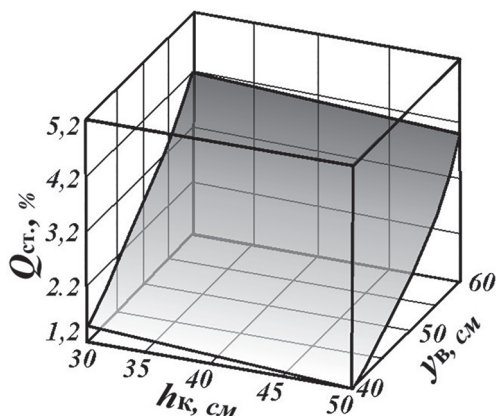


Рис. 3. Двумерное сечение поверхности отклика $Q_{\text{ст.}} = f(h_k; y_b)$

Представленное сечение наглядно демонстрирует негативное влияние увеличения ординаты y_b на потери стеблей $Q_{\text{ст.}}$. Удаление зоны расположения коробочек от зажимного транспортера всего на 20 см, то есть с 40 до 60 см, приводит к росту отхода стеблей в путанину в 4 раза. Отмеченное явление объясняется тем, что при этом очесывающий барабан начинает входить своими гребнями в слой растений на значительном удалении от зоны h_k расположения семенных коробочек и тем самым, совершая лишнюю работу, обрывая и выдергивая стебли из зажимного транспортера, выбрасывать их в отход.

Анализ зависимостей $Q_{\text{сст.}} = f(h_k; y_b; \rho)$ и $Q_{\text{ст.}} = f(h_k; y_b; \rho)$ показал, что качество очеса в наибольшей мере будет зависеть от правильности подачи стеблевой массы в очесывающий

аппарат и от размера зоны расположения коробочек. Причем влияния указанных факторов на исследуемый процесс имеют различные знаки, то есть стремление к полноте сбора семян приведет к увеличению отхода стеблей в путанину и наоборот – желание сохранить волокнистую часть урожая вызовет недобор семенных коробочек. С учетом сказанного логичным и главным агротехническим требованием ко второй фазе раздельной уборки является наиболее полный сбор семенной части урожая с минимальными потерями стеблей. Для выполнения этого требования необходимо найти компромисс между причинами возникновения двух видов потерь. Результаты решения обозначенного компромисса показали, что поставленное требование выполняется при минимальном размере зоны расположения коробочек ≤ 30 см и ее удаленности от верхней кромки зажимного транспортера на 53 см. В этом случае все семенные коробочки попадают в зону действия гребней очесывающего аппарата, а потери стеблей не превышают 3 %.

Стабилизировать оптимальное положение ленты стеблей относительно очесывающего аппарата можно с помощью ориентирующего устройства [8] (рис. 4).

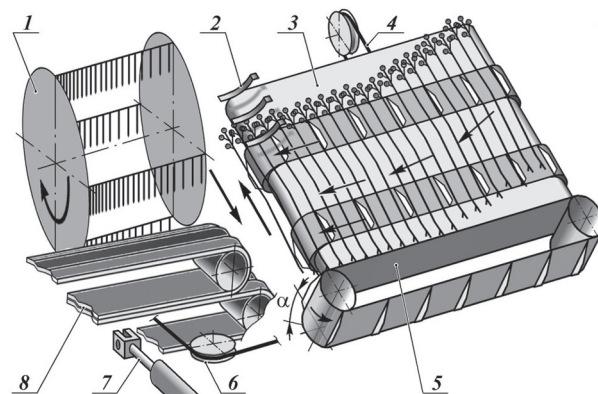


Рис. 4. Устройство для ориентирования ленты льна относительно очесывающего аппарата

Предлагаемое устройство 3 представляет собой систему конвейеров, расположенных под наклоном α к горизонтали. Принцип работы ориентирующего устройства основан на смещении ленты растений льна под действием гравитации до касания концевой частью поверхности ориентирующего конвейера 5. Устройство 3 выполнено с возможностью перемещения конвейера 5 в направлении осей стеблей, снабженного кинема-

тической связью в виде тросовой системы 4, 6 с передвижным очесывающим аппаратом 1. Тросовая система 4, 6 и гидроцилиндр 7 обеспечат перемещение указанных рабочих органов в противоположные стороны. Кроме того, машину целесообразно оснастить системой автоматического передвижения очесывающего аппарата 1 и соединенного с ним кинематической связью 4, 6 устройства 3 в противоположные стороны в зависимости от изменения длины растений в ленте [9]. При этом шупы 2 и управляемые ими контакты автоматической системы установлены на раме очесывающего аппарата 1. Применение такой конструкции обеспечит подачу льна в зажимной транспортер 8 очесывающего аппарата 1 всегда в оптимальном положении и позволит исключить влияние случайных значений входных факторов на результаты очеса.

Заключение

Таким образом, как показали проведенные исследования, для достижения наибольшего сбора продукции необходимо формирование достаточно узкой зоны расположения коробочек в ленте: $h_k \leq 30$ см. Минимальный размер зоны расположения коробочек может быть обеспечен только при высоком качестве выполнения всех предшествующих технологических операций.

Литература

1. Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н. Льноуборочные машины. М.: Машиностроение, 1985. 232 с.
2. Лурье А.Б., Нагорский И.С., Озеров В.Г., Абелев Е.А., Литновский Г.В. Моделирование сельскохозяйственных агрегатов и их систем управления. Л.: Колос. Ленингр. отд-ние, 1979. 312 с.
3. Ситников Ю.А. Исследование очесывающего аппарата льноуборочного комбайна // Тр. КСХИ. Вып. 25. Кострома, 1970. С. 34–36.
4. Быков Н.Н. Исследование передвижного очесывающего аппарата льнокомбайна // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1977. № 6. С. 30–31.
5. Зинцов А.Н. Ошибки копирования ленты стеблей льна-долгунца прицепными подборщиками // Вестник АПК Верхневолжья. 2017. № 2. С. 84–87.
6. Хайлис Г.А., Ковалев М.М. Исследования сельскохозяйственной техники и обработка опытных данных. М.: Колос, 1994. 169 с.
7. Лимонт А. Влияние высоты теребления и скорости движения льнокомбайна на параметры расстилаемой ленты // Техника в сельском хозяйстве. 1975. № 8. С. 17–18.
8. Смирнов Н.А., Зинцов А.Н., Мартынов П.А. Машина для уборки льна-долгунца: патент на изобретение № 2021671 Российская Федерация; опубл. 30.10.1994, Бюл. № 20.
9. Смирнов Н.А., Рожнов В.А., Ковалев М.М., Зинцов А.Н., Соколов В.Н., Смирнов А.Н. Машина для раздельной уборки льна-долгунца: патент на изобретение № 2141191 Российская Федерация; опубл. 20.11.1999, Бюл. № 32.

References

1. Khaylis G.A., Bykov N.N., Bukharkin V.N. L'nouborochnyye mashiny [Flax harvesting machines]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1985. 232 p.
2. Lur'ye A.B., Nagorskiy I.S., Ozerov V.G., Abelev Ye.A., Litnovskiy G.V. Modelirovaniye sel'skokhozyaystvennykh agregatov i ikh sistem upravleniya [Modeling of agricultural units and their control systems]. Leningrad: Kolos Publ., Leningr. otd-niye, 1979. 312 p.
3. Sitnikov Yu.A. Study of a flax combine harvester. Tr. KSKHI. Kostroma, 1970. Vyp. 25, pp. 34–36 (in Russ.).
4. Bykov N.N. Study of a mobile flax harvester. Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny. 1977. No 6, pp. 30–31 (in Russ.).
5. Zintsov A.N. Errors in copying the tape of flax stalks by trailer pickers. Vestnik APK Verkhnevolzh'ya. 2017. No 2, pp. 84–87 (in Russ.).
6. Khaylis G.A., Kovalev M.M. Issledovaniya sel'skokhozyaystvennoy tekhniki i obrabotka opytnykh dannykh [Agricultural machinery research and experimental data processing]. Moscow: Kolos Publ., 1994. 169 p.
7. Limont A. The influence of the height of pulling and the speed of movement of the flax harvester on the parameters of the spread tape. Tekhnika v sel'skom khozyaystve. 1975. No 8, pp. 17–18 (in Russ.).
8. Smirnov N.A., Zintsov A.N., Martynov P.A. Mashina dlya uborki l'na-dolguntsa [Long flax harvesting machine]: patent na izobreteniyе No 2021671 Rossiyskaya Federatsiya; opubl. 30.10.1994, Byul. No 20.
9. Smirnov N.A., Rozhnov V.A., Kovalev M.M., Zintsov A.N., Sokolov V.N., Smirnov A.N. Mashina dlya razdel'noy uborki l'na-dolguntsa [[Long flax harvesting machine for separate cleaning]: patent na izobreteniyе No 2141191 Rossiyskaya Federatsiya; opubl. 20.11.1999, Byul. No 32.

РАЗВИТИЕ ТЕХНОЛОГИИ ВНЕСЕНИЯ УДОБРЕНИЙ И СТРУКТУРА ПАРКА МАШИН

THE DEVELOPMENT OF FERTILIZER APPLICATION TECHNOLOGY AND THE STRUCTURE OF THE FLEET

Г.Е. КОКИЕВА¹, д.т.н.
С.А. ВОЙНАШ²

¹ ФГБОУ ВО Якутская государственная
сельскохозяйственная академия, Якутск, Россия

² ФГБОУ ВО Новосибирский государственный аграрный
университет, Новосибирск, Россия, kokievagalia@mail.ru,
sergey_voi@mail.ru

G.E. KOKIYEVA¹, DSc in Engineering
S.A. VOYNASH²

¹ Yakut state agricultural academy, Yakutsk, Russia

² Novosibirsk State Agricultural University, Novosibirsk, Russia,
kokievagalia@mail.ru, sergey_voi@mail.ru

Интенсивные и индустриальные технологии базируются на эффективном применении средств химизации. Однако возможности последних используются далеко не полностью. Недобор урожая зерновых, возделываемых по интенсивным технологиям, во многом был предопределен низким уровнем организации агрохимических работ. Успешное повышение эффективности применения всех видов удобрений и химических средств защиты растений возможно только на основе комплексной системы управления качеством выполнения технологических процессов (КСУ КТП), включающей взаимосвязанные организационные, технологические и социальные мероприятия. Технологический процесс применения твердых органических удобрений представляет собой совокупность технологических операций приготовления удобрений (компостов), их погрузки, транспортирования и заделки в почву, т.е. сложную систему. Для нее показателями эффективности служат неравномерность распределения питательных элементов на всей обрабатываемой площади и доза удобрений. Учитывая, что полная идентификация технологического процесса представляет собой комплексную задачу, в данной работе ограничимся установлением функциональных связей между показателями второго, третьего и четвертого уровней. Необходимость установления связи между этими уровнями обусловлена, в первую очередь, тем, что качество выполнения технологического процесса применения удобрений в производственных условиях определяется главным образом операциями их приготовления и внесения, поддающимися контролю и управлению. Для обоснования технологических допусков на выполнение этих операций вначале установим функциональную связь между показателями, характеризующими качество распределения питательных элементов в массе удобрений и распределения их физической массы по всему обрабатываемому полю и комплексным показателям качества распределения питательных элементов по этому же полю. По операции приготовления компостов устанавливаются зависимости между такими входными показателями, как качество исходных компонентов (влажность, плотность, фракционный состав), их соотношение, и выходными – влажностью, плотностью и фракционный состав полученного удобрения, качество распределения питательных элементов в массе. В качестве технологических констант и параметров в зависимости должны также входить время приготовления, затраты энергии на приготовление и другие показатели. Эти данные необходимы для оптимизации операции приготовления и всего технологического процесса.

Ключевые слова: технологические процессы, социальные мероприятия, оптимальные показатели, интенсивные технологии, питательные вещества, внесение удобрений, показатели качества, защита растений, технологическая карта процесса, технические средства, номенклатура показателей, функциональная зависимость, комплексный показатель.

Intensive and industrial technologies are based on the effective use of chemicals. However, its capabilities are far from being fully utilized. The shortage of grain crops cultivated by intensive technologies was largely predetermined by the low level of organization of agrochemical work. A successful increase in the effectiveness of the use of all types of fertilizers and chemical plant protection products is possible only on the basis of an integrated quality management system for technological processes (IQMS TP), which includes interrelated organizational, technological and social activities. The technological process of using solid organic fertilizers is a set of technological operations for the preparation of fertilizers (composts), their loading, transportation and incorporation into the soil, i.e. complex system. The efficiency indicators for it are the uneven distribution of nutrients over the entire cultivated area and the dose of fertilizers. Given that the complete identification of the technological process is a complex task, in this paper authors restrict themselves to establishing functional relationships between indicators of the second, third, and fourth levels. The need to establish a connection between these levels is due, first of all, to the fact that the quality of the technological process of using fertilizers in a production environment is determined mainly by the operations of their preparation and application, which can be controlled and managed. To justify the technological tolerances for performing these operations, authors first established a functional relationship between indicators characterizing the quality of distribution of nutrients in the mass of fertilizers and the distribution of their physical mass throughout the field to be processed, and complex indicators of the quality of distribution of nutrients in the same field. According to the compost preparation operation, dependencies are established between such input indicators as the quality of the initial components (humidity, density, fractional composition), their ratio, and the output: humidity, density and fractional composition of the obtained fertilizer, quality of distribution of nutrients in the mass. As technological constants and parameters the dependence should also include the preparation time, energy consumption for preparation and other indicators. These data are necessary to optimize the preparation operation and the entire technological process.

Keywords: echnological processes, social events, optimal indicators, intensive technologies, nutrients, fertilizer application, quality indicators, plant protection, process flow chart, technical means, nomenclature of indicators, functional dependence, complex indicator.

Введение

Методика оценки хозяйственной эффективности применения минеральных удобрений с учетом недобора урожая и эксплуатационных издержек широко известна. Однако по этой методике сложно определить потери урожая из-за неравномерного распределения удобрений, так как не учитывается зона питания растения.

Объектом исследования являются механико-технологические аспекты внутрипочвенного внесения минеральных удобрений, основные и вспомогательные операции машинной технологии локального внесения удобрений, комплекс технических средств для их осуществления, физико-химические свойства удобрений.

При разработке системы необходимо знать оптимальные показатели качества технологического процесса и допуски на них. Эти показатели назначают исходя из типовых технологических процессов применения соответствующих средств химизации. Число показателей качества зависит от технологии применения и технических средств, используемых для приготовления и внесения удобрений.

Цель исследований

Разработать и внедрить экологически безопасные и ресурсосберегающие технологии внутрипочвенного допосевного и припосевного внесения основной дозы минеральных удобрений и комплекс машин нового поколения для их выполнения в условиях интенсивного земледелия.

Материалы и методы

В перспективе показатели качества, такие как неравномерность распределения питательных веществ $Q_{\text{нп}}$, доза D и допуски на них, в каждом конкретном случае должны определяться в результате максимизации чистого дохода от внесения удобрений:

$$P = M U(D, Q_{\text{нп}}) - P_{\text{уд}}(D, Q_{\text{нп}}) - aD - 3 - F(D, Q_{\text{нп}}), \quad (1)$$

где M – цена единицы продукции; $U(D, Q_{\text{нп}})$ – урожайность сельскохозяйственной культуры; $P_{\text{уд}}(D, Q_{\text{нп}})$ – удельные приведенные затраты на приготовление и внесение удобрений с дозой D и качеством распределения $Q_{\text{нп}}$; a – затраты на применение удобрений,

не зависящие от качества и способа их внесения; 3 – расходы, не зависящие от показателей D и $Q_{\text{нп}}$; $F(D, Q_{\text{нп}})$ – издержки низкого качества внесения удобрений с дозой D и неравномерностью $Q_{\text{нп}}$.

Оптимизировать весь технологический процесс можно лишь после установления всей номенклатуры показателей качества, влияющих на формирование показателей $Q_{\text{нп}}$ и D . Определить показатели, влияющие на их значения, можно только после составления технологической карты процесса, детально, поэтапно описывающей его протекание [1–5].

В результате анализа технологических карт, разработанных применительно к конкретным условиям, устанавливают номенклатуру показателей качества выполнения отдельных операций и всего технологического процесса.

Число показателей качества зависит от технологии применения и технических средств, используемых для приготовления и внесения удобрений. Для анализа технологического процесса и установления функциональных зависимостей между показателями качества, параметрами технологического процесса целесообразно представить их в виде иерархической пятиуровневой структуры (рис.).

На первом уровне находятся показатели, характеризующие качество распределения питательных элементов в почве после заделки удобрений, на втором (при поверхностном их внесении) – показатели качества распределения питательных элементов по полю, на третьем – показатели качества распределения их в массе удобрений и физической массы удобрений по полю, на четвертом – группа показателей, характеризующих качество приготовления твердых минеральных удобрений, компостов, суспензий, рабочих растворов, а также показатели качества стыковки смежных и продольных проходов агрегата, на пятом – показатели агрохимических и физико-механических свойств удобрений или исходных компонентов (из которых приготовляются, например, компосты или тукосмеси), конструктивные и технологические параметры машин для приготовления и внесения удобрений [6, 8].

Рассмотрим на примере приготовления и внесения твердых органических удобрений основные принципы построения системы управления качеством выполнения технологического процесса.



Рис. Иерархическая структура показателей качества технологического процесса применения удобрений

Значения $Q_{\text{нп}}$ и D предопределяются для рассматриваемых технологических процессов в первую очередь качеством подготовки удобрений, точностью регулировки и настройки технических средств, выбором схемы и режимов работы агрегата. Эти показатели могут быть оценены количественно или качественно и поддаются управлению. Математическое описание, идентификация технологического процесса – важнейший этап разработки системы управления качеством.

Обозначим комплексный показатель качества распределения питательных элементов по полю как $Q_{\text{нNPK}}$, физической массы – $Q_{\text{нм}}$ и питательных элементов в массе удобрений – Q_{NPK} . В соответствии со структурой показателей качества, изображенной на рисунке, показатель $Q_{\text{нNPK}}$ зависит от значений $Q_{\text{нм}}$ и Q_{NPK} , а те, в свою очередь, – от параметров и показателей, находящихся на четвертом и пятом уровнях.

Необходимость установления такой связи продиктована еще и тем, что в настоящее время, как правило, коэффициент вариации распределения питательных элементов по полю принимается тождественным коэффициенту вариации, характеризующему распределение физической массы удобрений, т.е. $Q_{\text{нм}} = Q_{\text{нNPK}}$.

Такое допущение справедливо, например, для одинарных минеральных удобрений, однако при использовании тукосмесей, компостов, рабочих растворов, суспензий оно неправомерно. Так, при внесении компостов, особенно органо-минеральных, в которых имеется определенная неравномерность питательных

элементов, качество распределения последних по поверхности поля зависит от распределения их в самих удобрениях, а также от равномерности разбрасывания по полю.

В качестве примера рассмотрим технологический процесс применения торфо-минеральных удобрений. Пусть после смешивания компонентов в единице массы удобрений содержится N питательных элементов (азота). Из-за низкого качества смешивания величина N будет неодинаковой в разных пробах, т.е. представляет собой случайную величину. Если предположить, что при внесении удобрений на площадку (противень) попадает масса m_{ij} , то количество питательных элементов в ней мы можем определить по следующей формуле:

$$N_{ij} = Nm_{ij} \quad (2)$$

Навеска m_{ij} также изменяется по площадкам и представляет собой случайную величину. Следовательно, количество N_{ij} – количество случайных величин. Очевидно, что характер распределения массы удобрений по полю не зависит от качества распределения питательных элементов в этой массе, т.е. случайные величины N и m_{ij} будут независимыми.

Приняв во внимание формулу (1), показатель качества распределения питательных веществ по всему обрабатываемому полю можно найти по следующей формуле:

$$Q_{\text{нN}} = 100D[Nm_{ij}]/M[Nm_{ij}]. \quad (3)$$

Для успешного управления технологическим процессом необходимо знать зависимость качества распределения питательных элемен-

тов по всей обрабатываемой площади от перечисленных показателей. Качество распределения удобрений $Q_{нн}$ находим по формуле:

$$Q_{нн} = Q_N Q_{нм} + Q_N^2 + Q_{нм}^2, \quad (4)$$

где Q_N , $Q_{нм}$ – коэффициенты вариация питательных элементов в массе удобрений и массы самих удобрений по полю.

Задавая ограничения на $Q_{нн}$, можно установить допуски на Q_N и $Q_{нм}$.

Установим номенклатуру показателей, относящихся к четвертому и пятому уровням. Анализ технологических схем (механизма формирования качества) показал, что все параметры, включая и показатели качества, от которых зависят комплексные показатели выполнения технологического процесса ($Q_{нн}$, $Q_{нм}$ и Q_N), можно подразделить на случайные, технологические и управляемые. К случайным относятся физико-химические и физико-механические свойства исходных компонентов, характеристики поля (рельеф, влажность), к технологическим – параметры смесительной установки, рабочих органов, навозоразбрасывателя, размеры обрабатываемого поля. К управляемым параметрам относятся: скорость движения агрегата, рабочая ширина захвата, перекрытие смежных и продольных проходов и др. [7, 10].

В результате изучения механизма формирования качества распределения удобрений по всему обрабатываемому полю установлено, что к основным причинам, влияющих на качество, относятся:

- неравномерность распределения удобрений по ширине прохода агрегата и по длине;
- нестабильность дозы по длине прохода агрегата;
- нестабильность общей ширины захвата.

Неравномерность распределения удобрений обусловлена формой эпюры плотности распределения удобрений при однократном проходе агрегата и определяется экспериментально [9]. В зависимости от типа распределяющего рабочего органа эпюра может принимать форму двухвершинной кривой с впадиной посередине (у машин для внесения органических удобрений), форму параболы (у машин для внесения твердых минеральных удобрений). В большинстве случаев эпюра распределения удобрений симметрична относительно продольной оси агрегата. Стабильность дозы по длине прохода агрегата зависит от типа дозирующего рабочего органа и постоянства скорости движения

агрегата. В общем виде эпюру распределения удобрений при однократном проходе агрегата можно описать непрерывной функцией в системе координат, в которой ось x направлена перпендикулярно направлению движения, а ось y – по направлению его движения: $q = q(x, y)$.

Результаты и обсуждение

Основные характеристики распределения удобрений при однократном проходе агрегата (промежуточные показатели качества): средняя доза $q_{ср}$, нестабильность дозы λ_i , λ , неравномерность распределения по полю $Q_{нмо}$ – находятся по формулам:

$$q_{ср} = \frac{1}{B_0 L} \int_0^{B_0} \int_0^L q(x, y) dx dy; \quad (5)$$

$$\lambda_i = \frac{\left\| q(x, y) \Big|_{y=y_0} - q(x, y) \right\|}{q(x, y) \Big|_{y=y_0}} 100; \quad (6)$$

$$\lambda = \frac{\left\| q(x, y) \Big|_{y=y_0} - q(x, y) \Big|_{y=L} \right\|}{q(x, y)} 100; \quad (7)$$

$$Q_{нмо} = \frac{100 \left\{ \frac{1}{B_0 L} \int_0^L \int_0^{B_0} [q_{ср} - q(x, y)]^2 dx dy \right\}^{1/2}}{q_{ср}}, \quad (8)$$

где B_0 – общая ширина захвата после прохождения агрегатом 10 м, т.е. при $y_0 = 10$ м; L – длина рабочего хода, м.

Выразив в формуле (5) $q(x, y)$ через λ_i , получим:

$$q(x, y) = q_0(x, y) [1 - 0,01 \lambda_i(y)], \quad (9)$$

где $q_0(x) = q(x, y) \Big|_{y=y_0} = q(x, y_0)$.

Подставив выражение (8) в формулу (7), получим зависимость неравномерности распределения удобрений при однократном проходе агрегата:

$$Q_{нмо} = 100 \sqrt{\frac{1}{B_0 L} \int_0^L \int_0^{B_0} \{ q_{ср} - q_0(x) [1 - 0,01 \lambda_i(y)] \}^2 dx dy} / q_{ср}. \quad (10)$$

Анализ выражения (9) для машин ПРТ-10 и ПРТ-16 показал, что величина $Q_{нмо}$ в зависимости от дозы удобрений и их физико-механических свойств изменяется в пределах от 50 до 90 %. Снизить неравномерность распределения удобрений по ширине захвата и длине про-

хода агрегата, а соответственно, и по всему обрабатываемому полю до уровня, допустимого агротребованиями, можно путем перекрытия смежных и продольных проходов агрегата. Поэтому постоянство рабочей ширины захвата, способов движения агрегата по полю – важные факторы, влияющие на качество распределения удобрений.

В общем виде функциональную зависимость показателя качества распределения удобрений на участке поля шириной B_p , обработанного одним агрегатом, при двух смежных проходах можно представить таким образом:

$$Q_{\text{нм}} = 100 \sqrt{D[q(x, y), \Pi(y)l]} / \{q_{\text{ср}}[q(x, y), \Pi(y)l]\}; \quad (11)$$

$$q_{\text{ср}} = \frac{1}{(B_0 - \Pi)l} \int_0^l \int_{B_0/2}^{B_0 - \Pi} q(x, y) dx + \int_{B_0 - \Pi}^{B_0} [q(x, y) + q(x - B_0 + \Pi, 2l - y)] dx + \int_{B_0}^{3/2 B_0 - \Pi} q(x - B_0 + \Pi, 2l - y) dx | dy; \quad (12)$$

$$D[q(x, y)] = \frac{1}{(B_0 - \Pi)l} \int_0^l \int_{B_0/2}^{B_0 - \Pi} [q_{\text{ср}} - q(x, y)]^2 dx + \int_{B_0 - \Pi}^{B_0} [q_{\text{ср}} - q(x, y) - q(x - B_0 + \Pi, 2l - y)]^2 dx + \int_{B_0}^{3/2 B_0 - \Pi} [q_{\text{ср}} - q(x - B_0 + \Pi, 2l - y)]^2 dx | dy, \quad (13)$$

где $\Pi(y)$ – перекрытие смежных проходов агрегата; $B_0 = 2|x_1|$, x_1 – решение уравнения $q(x, y)|_{y=0} = 0$.

Подставив в формулу (10) вместо $q(x, y)$ выражение (7), получим зависимость $Q_{\text{нм}}(\lambda)$. Анализ выражений (5)–(13) показывает, что для расчета обобщенного показателя качества $Q_{\text{нм}}$ необходимо знать эпюру распределения удобрений $q = q(x, y)$, общую ширину захвата B_0 , перекрытие смежных проходов $\Pi(y)$ или $B_p(y)$, длину гона l (если $l > L$) и рабочего хода L .

Зная для каждого конкретного случая величины $Q_{\text{нм}}$, λ , B_p , l , L , можно определить зависимости:

$$Q_{\text{нм}} = F(Q_{\text{нм}}, \lambda, B_p, l, L); \quad (14)$$

$$D = D(Q_{\text{нм}}, \lambda, B_p, l, L). \quad (15)$$

Из анализа формулы (14) следует, что неравномерность распределения удобрений по полю зависит от совокупности факторов, которые

связаны определенной функциональной зависимостью. Так, при заданных значениях $Q_{\text{нм}}$, λ , L и ограничении величины $Q_{\text{нм доп}}$ рабочая ширина захвата B_p зависит от длины гона l , т.е. для каждой длины гона должна быть своя рабочая ширина захвата. Может случиться так, что, начиная с некоторой длины гона $l_{\text{доп}}$, нельзя найти такого перекрытия, при котором показатель неравномерности удовлетворял бы условно $Q_{\text{нм}} \leq Q_{\text{нм доп}}$. Чтобы обеспечить нужное качество внесения удобрений, в этом случае машина должна работать на гонах с длиной, удовлетворяющей условию $l < l_{\text{доп}}$, или же необходимо устанавливать ограничение на нестабильность дозы или величину $Q_{\text{нм}}$, а соответственно, и на конструктивные параметры рабочих органов машин для внесения удобрений.

Имея зависимости (13), (14) и зная приведенные затраты на приготовление компостов с качеством распределения питательных элементов Q_N , можно по-новому подойти к оптимизации показателей качества распределения питательных элементов в массе удобрений и самой массы по полю, а соответственно, и промежуточных показателей качества.

Чтобы упростить задачу, примем некоторые допущения:

- секундная подача компостируемого материала наполнителя и минеральных удобрений постоянны ($q_{\text{км}} = \text{const}$, $q_{\text{н}} = \text{const}$, $q_{\text{му}} = \text{const}$);
- неравномерность распределения азота в смеси Q_N ;

- удельные приведенные затраты $\Pi_{\text{уд пр}}(Q_N)$ на получение единицы массы смеси (компоста) с неравномерностью Q_N известны;

- известные удельные приведенные затраты $\Pi_{\text{уд вн}}(Q_{\text{нм}})$ на внесение единицы массы удобрений с неравномерностью распределения физической массы $Q_{\text{нм}}$;

- известна функция отзывчивости конкретной сельскохозяйственной культуры на органические удобрения с заданным содержанием питательных элементов $Y = Y(D)$.

Тогда эффект в рублях от внесения 1 т удобрений с учетом затрат на их приготовление, внесение, стоимости компоста, прибавки урожая и затрат на его транспортирование можно представить в виде:

$$\Pi = (M - T) [a_1 + a_2 D^2 (1 + Q_{\text{нм}}^2)] - \Pi_{\text{уд пр}}(Q_N) - \Pi_{\text{уд вн}}(Q_{\text{нм}}) - \Pi_{\text{см}} - F(D, Q_{\text{нм}}), \quad (16)$$

где M – цена единицы продукции, руб. на 1 т; T – затраты на транспортирование единицы продукции, руб. на 1 т; a_1, a_2 – эмпирические коэффициенты, характеризующие функцию отзывчивости данной сельскохозяйственной культуры на удобрения; $\Pi_{\text{см}}$ – цена единицы массы компоста, руб. на 1 т.

Оптимальные показатели качества приготовления удобрений (компостов) и их распределение по полю $Q_{\text{нм}}$ находятся в результате максимизации эффекта при условии:

$$\varphi(Q_N, Q_{\text{нм}}, Q_{\text{нN}}) = Q_N Q_{\text{нм}} + Q_N^2 + Q_{\text{нм}} = 0. \quad (17)$$

Для этого необходимо найти условный максимум функции (15), т.е. $\max \Pi(Q_N, Q_{\text{нм}}, Q_{\text{нN}})$ для $Q_N, Q_{\text{нм}}, Q_{\text{нN}}$ при $\varphi(Q_N, Q_{\text{нм}}, Q_{\text{нN}}) = 0$.

Отыскание условного максимума можно свести к исследованию на обычный максимум функции Лагранжа: $L = \Pi + \lambda_{\varphi}$.

Найденные в результате решения задачи значения $Q_N^*, Q_{\text{нN}}^*$ и $Q_{\text{нм}}^*$ будут оптимальными для данной технологии приготовления и внесения компостов.

Знание значений $Q_N^*, Q_{\text{нм}}^*$ позволит поновому подойти к задаче контроля и управления качеством технологического процесса приготовления и внесения удобрений. Предположив, что для данных конкретных условий нашли зависимость (13) и подставив в нее $Q_{\text{нм}}^*$, получим:

$$Q_{\text{нм}} = F(Q_{\text{нмо}}, \lambda, B_p, l, L). \quad (18)$$

Учитывая, что для конкретных условий $Q_{\text{нмо}} = \text{const}$, $\lambda = \text{const}$, $l = \text{const}$, $h = \text{const}$, оптимальную рабочую ширину B_p находим из уравнения:

$$Q_{\text{нм}}^* = F(B_p). \quad (19)$$

Аналогично определяются оптимальные режимы работы смесительной установки, если известна зависимость Q_N^* , например, от частоты вращения ее ротора или продолжительности перемешивания. Поддержание рабочей ширины захвата разбрасывателя, оптимальных режима работы смесителя и времени смешивания позволят при условии постоянства остальных показателей и параметров обеспечить необходимое качество внесения удобрений.

Данные об оптимальных показателях качества и допусках на них – необходимое, но не достаточное условие для высококачественного выполнения технологического процесса внесения удобрений. Чтобы достичь необходимого

уровня качества, нужно разработать типовые технологические процессы механизированных работ по внесению всех видов удобрений и химических средств защиты растений, практические руководства для механизаторов по их выполнению. Кроме того, требуется отраслевые стандарты, регламентирующие качество выполнения основных технологических операций и всего технологического процесса в целом [1–8]. Необходимым условием для этого должно стать применение минеральных удобрений с выровненным гранулометрическим составом.

Основные способы внесения удобрений: поверхностный, «разбросной», и внутрипочвенный. В первом случае удобрения распределяются по поверхности поля разбрасывателями центробежного типа, туковыми сеялками, самолетами сельскохозяйственного назначения и заделываются в почву плугами, культиваторами, боронами и другими почвообрабатывающими орудиями. Основной недостаток такого способа – неравномерное распределение их по поверхности (в 2–3 раза превышает допустимое), что отрицательно сказывается на урожайности, вызывает полегание растений вдоль прохода разбрасывателей. В результате этого теряется более 10 % урожая. При внесении тукосмесей разбрасывателями они расслаиваются на составляющие, что приводит к изменению соотношения питательных элементов в 1,5–2 раза, и чтобы его выровнять, разбрасыватели делают несколько проходов. Качество внесения удобрений самолетами ниже, чем центробежными разбрасывателями, да и эксплуатация самолетов обходится дороже.

Результаты агротехнических исследований показали, что при внутрипочвенном ленточном внесении твердых удобрений значительно повышается урожайность (см. табл. 1), экономно расходуются удобрения, исключается загрязнение окружающей среды. Преимущество ленточного способа внесения удобрения еще в том, что он отвечает особенностям развития растений и системе безотвальной обработки почвы.

В перспективе просматривается такое соотношение способов внесения удобрений: поверхностного с неравномерностью 25 и 15 % у 52 и 21 % способов соответственно; внутрипочвенного ленточного у 27 % способов. Поверхностное внесение удобрений, оставаясь основ-

Таблица

Влияние внутрипочвенного внесения удобрений на повышение урожайности, т/га
(числитель – по сравнению с разбросным внесением с неравномерностью 15 %, знаменатель – то же 25 %)

Культуры	Внесение удобрений		
	до посева	при посеве	при прикорневой подкормке
Зерновые, зернобобовые, хлопчатник	$\frac{0,2...0,3}{0,25...0,4}$	$\frac{0,25...0,35}{0,3...0,45}$	$\frac{0,1...0,2}{0,15...0,25}$
Корнеклубнеплоды, овощи, силосные	$\frac{1,5...2,5}{2,0...3,0}$	$\frac{2,5...3,5}{3,0...4,0}$	$\frac{-}{-}$

ным, несколько уменьшается из-за внедрения внутрипочвенных ленточных способов – допосевного и припосевного, при этом значительно (с 6 до 21 %) возрастает объем поверхностного способа внесения с неравномерностью до 15 %.

Наметилась тенденция развития структуры парка машин для внесения минеральных удобрений. Она сводится к созданию большегрузных разбрасывателей вместимостью до 20 т, удобных для механизированной загрузки, снабженных центробежными метателями, снижающими неравномерность внесения удобрений до 15 % и уменьшающими давление ходовых колес на почву.

Неравномерность внесения туковых сеялок 15 %. Однако они металлоемки, малопроизводительны, требуют затрат ручного труда при заправке. Несмотря на отмеченные недостатки, преобладает поверхностный способ внесения удобрений.

Поиски путей эффективного применения удобрений позволили установить перспективность внутрипочвенного ленточного (разновидность локального) внесения твердых и жидких удобрений, осуществляемого за один проход машины до посева, одновременно с ним или после него. При таком способе удобрения вносят в почву лентами шириной 3...10 см с определенным расстоянием между ними (междурядья). Глубина внесения и ширина междурядья зависят от типа почвы и высеваемой культуры.

Заключение

Равномерное (в пределах 15 %) внесение удобрений и их смесей должна обеспечивать машина, кузов которой вмещает 5 т. Сеялка оборудована двухроторным рассеивающим аппаратом, ленточным подающим транспортером с синхронным приводом, гидрофицированной секторной заслонкой и предохрани-

тельной сеткой, размещенной над кузовом. Она характеризуется плавной симметричной кривой распределения удобрений в полосе рассева, что позволяет в результате перекрытия смежных проходов выдерживать неравномерность внесения удобрений и их смесей в пределах 15 % при рабочей ширине до 14 м.

Проводятся работы по модернизации машин с различными штанговыми, пневматическими приспособлениями для поверхностного внесения удобрений с неравномерностью до 15 %. Такие приспособления при традиционном исполнении разбрасывателей, оснащенных прутковыми подающими транспортерами, негерметичным кузовом и дозирующим устройством, могут вносить минеральные удобрения выровненного гранулометрического состава.

Различие конструкций машин с точки зрения уменьшения давления ходовых колес на почву, возможности работы на почвах с низкой несущей способностью и в неблагоприятных климатических условиях (ранней весной и поздней осенью, в дождливую и снежную погоду) позволяет определить тенденции их развития в направлении использования мобильного энергетического средства (самоходной машины) на базе тракторных узлов, обеспечивающего не только снижение давления колес на почву, но и повышение тягового усилия. Последнее преимущество особенно важно, так как дает возможность присоединять к самоходной машине сменные агрегаты для внутрипочвенного внесения, имеющие значительное тяговое сопротивление. На базе таких самоходных машин разработаны сменные агрегаты для поверхностного и внутрипочвенного внесения твердых и жидких удобрений. Чтобы ускорить внедрение ленточного способа внесения твердых и жидких удобрений, разрабатываются специальные приспособления к плугам, культиваторам и боронам.

Литература

1. Короткевич А.В. Основы испытаний сельскохозяйственной техники: учеб. пособие для студ. с.-х. вузов. Минск: БАТУ, 1998. 442 с.
2. Коваленко Н.Я. Экономика сельского хозяйства с основами аграрных рынков: Курс лекций. М.: ЭКМОС, 1998. 446 с.
3. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины: учебник. М.: Колос, 2001. 552 с.
4. Курчаткин В.В., Тельнов Н.Ф., Ачкасов К.А. и др. Надежность и ремонт машин: учеб. по агроинженер. специальностям. Под ред. В.В. Курчаткина. М.: Колос, 2000. 775 с.
5. Кутейников В.К., Лосев Н.П., Четвертаков А.В. Механизация работ в садоводстве. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Колос, 1983. 319 с.
6. Кутьков Г.М. Теория трактора и автомобиля. М.: Колос, 1996. 287 с.
7. Коба В.Г., Брагинец Н.В. Механизация и технология производства продукции животноводства. М.: Колос, 1999. 528 с.
8. Лачуга Ю.Ф., Ксендзов В.А. Теоретическая механика: учебник для студентов вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Колос, 2005. 576 с.
9. Личман Г.И., Марченко Н.М. Механика и технологические процессы применения органических удобрений: монография. М.: ВИМ, 2001. 335 с.
10. Митков А.Л., Кардашевский С.В. Статистические методы в сельхозмашиностроении. М.: Машиностроение, 1978. 360 с.
2. Kovalenko N.Ya. Ekonomika sel'skogo khozyaystva s osnovami agrarnykh rynkov [Agricultural economics with the fundamentals of agricultural markets]: Kurs lektsiy. Moscow: EKMOS Publ., 1998. 446 p.
3. Klenin N.I., Sakun V.A. Sel'skokhozyaystvennyye i meliorativnyye mashiny [Agricultural and reclamation machinery]: uchebnik. Moscow: Kolos Publ., 2001. 552 p.
4. Kurchatkin V.V., Tel'nov N.F., Achkasov K.A. i dr. Nadezhnost' i remont mashin [Reliability and repair of machinery]: Ucheb. po agroinzhener. Spetsial'nostyam. Pod red. V.V. Kurchatkina. Moscow: Kolos Publ., 2000. 775 p.
5. Kuteynikov V.K., Losev N.P., Chetvertakov A.V. Mekhanizatsiya rabot v sadovodstve [Gardening mechanization]. 2-e izd., pererab. i dop. Moscow: Kolos Publ., 1983. 319 p.
6. Kut'kov G.M. Teoriya traktora i avtomobilya [Theory of tractor and automobile]. Moscow: Kolos Publ., 1996. 287 p.
7. Koba V.G., Braginets N.V. Mekhanizatsiya i tekhnologiya proizvodstva produktsii zhivotnovodstva [Mechanization and livestock production technology]. Moscow: Kolos Publ., 1999. 528 p.
8. Lachuga Yu.F., Ksendzov V.A. Teoreticheskaya mekhanika [Theoretical mechanics: textbook for university students]: uchebnik dlya studentov vuzov. 2-e izd., pererab. i dop. Moscow: Kolos Publ., 2005. 576 p.
9. Lichman G.I., Marchenko N.M. Mekhanika i tekhnologicheskiye protsessy primeneniya organicheskikh udobreniy [Mechanics and technological processes of using organic fertilizers]: monografiya. Moscow: VIM Publ., 2001. 335 p.
10. Mitkov A.L., Kardashevskiy S.V. Statisticheskiye metody v sel'khoz mashinostroyenii [Statistical methods in agricultural machinery]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1978. 360 p.

References

1. Korotkevich A.V. Osnovy ispytaniy sel'skokhozyaystvennoy tekhniki [Agricultural machinery testing basics]: ucheb. posobiye dlya stud. s.-kh. vuzov. Minsk: BATU Publ., 1998. 442 p.
2. Kovalenko N.Ya. Ekonomika sel'skogo khozyaystva s osnovami agrarnykh rynkov [Agricultural economics with the fundamentals of agricultural markets]: Kurs lektsiy. Moscow: EKMOS Publ., 1998. 446 p.
3. Klenin N.I., Sakun V.A. Sel'skokhozyaystvennyye i meliorativnyye mashiny [Agricultural and reclamation machinery]: uchebnik. Moscow: Kolos Publ., 2001. 552 p.
4. Kurchatkin V.V., Tel'nov N.F., Achkasov K.A. i dr. Nadezhnost' i remont mashin [Reliability and repair of machinery]: Ucheb. po agroinzhener. Spetsial'nostyam. Pod red. V.V. Kurchatkina. Moscow: Kolos Publ., 2000. 775 p.
5. Kuteynikov V.K., Losev N.P., Chetvertakov A.V. Mekhanizatsiya rabot v sadovodstve [Gardening mechanization]. 2-e izd., pererab. i dop. Moscow: Kolos Publ., 1983. 319 p.
6. Kut'kov G.M. Teoriya traktora i avtomobilya [Theory of tractor and automobile]. Moscow: Kolos Publ., 1996. 287 p.
7. Koba V.G., Braginets N.V. Mekhanizatsiya i tekhnologiya proizvodstva produktsii zhivotnovodstva [Mechanization and livestock production technology]. Moscow: Kolos Publ., 1999. 528 p.
8. Lachuga Yu.F., Ksendzov V.A. Teoreticheskaya mekhanika [Theoretical mechanics: textbook for university students]: uchebnik dlya studentov vuzov. 2-e izd., pererab. i dop. Moscow: Kolos Publ., 2005. 576 p.
9. Lichman G.I., Marchenko N.M. Mekhanika i tekhnologicheskiye protsessy primeneniya organicheskikh udobreniy [Mechanics and technological processes of using organic fertilizers]: monografiya. Moscow: VIM Publ., 2001. 335 p.
10. Mitkov A.L., Kardashevskiy S.V. Statisticheskiye metody v sel'khoz mashinostroyenii [Statistical methods in agricultural machinery]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1978. 360 p.