



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Шарипов В.М.

Издается с февраля 1930 г.

2•2018

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Годжаев З.А.

Горбачёв И.В.

Городецкий К.И.

Ерохин М.Н.

Жалнин Э.В.

Измайлов А.Ю.

Ковалёв М.М.

Котиев Г.О.

Ксенович Т.И.

Кутьков Г.М.

Лачуга Ю.Ф.

Ляшенко М.В.

Предигер В.

Фомин В.М.

Щельцын Н.А.

Учредитель

- Редакция

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

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

Издатель

Московский Политех

Адрес редакции:

115280, Москва, Автозаводская, 16
Тел. (495) 276-33-67
E-mail: izdat.mospolytech@yandex.ru
Сайт: www.mospolytech.ru

НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

NEW MACHINES AND EQUIPMENT

Гимазетдинов Р.Р., Малозёмов А.А., Кукис В.С.
Дизель-генераторная установка с утилизацией
сбросовой теплоты поршневого ДВС

Gimazetdinov R.R., Malozemov A.A., Kukis V.S.
Diesel-generator plant with the recovery
of waste heat of the piston engine

3

**Еременко Я.В., Несмиян А.Ю.,
Кулаков А.К., Асатурян С.В.**
Сравнительный анализ потребительских характеристик
игольчатых и зубовых борон

**Eremenko Ya.V., Nesmiyan A.Yu.,
Kulakov A.K., Asaturyan S.V.**
Comparative analysis of the consumer characteristics
of needle and tooth harrows

8

Овчинников В.А., Овчинникова А.В.
Рабочий орган для внесения минеральных удобрений

Ovchinnikov V.A., Ovchinnikova A.V.
The working body for the application of mineral fertilizers

13

**Шарипов В.М., Измайлов А.Ю.,
Дорохов А.С., Федоткин Р.С., Крючков В.А.,
Есеновский-Лашков М.Ю., Овчинников Е.В.**
К вопросу создания отечественного гусеничного трактора
для современного сельскохозяйственного производства

**Sharipov V.M., Izmaylov A.Yu.,
Dorokhov A.S., Fedotkin R.S., Kryuchkov V.A.,
Esenovskiy-Lashkov M.Yu., Ovchinnikov E.V.**
Creating a domestic caterpillar tractor
for modern agricultural production

17

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

THEORY, DESIGN, TESTING

Гоц А.Н., Клевцов В.С.
Выбор режимов ускоренных испытаний
головки цилиндров автомобильного дизеля

Gots A.N., Klevtsov V.S.
Selection of accelerated test modes for the head
of cylinder of the automobile diesel engine

26

Кондаков С.В., Дубровский Н.В.
Автоматическое управление движением гусеничной машины
с интеллектуальной гидростатической трансмиссией
при целеуказании в координатах GPS

Kondakov S.V., Dubrovskiy N.V.
Automatic control of the movement of the caterpillar
vehicle with intelligent hydrostatic transmission
for target designation in GPS coordinates

34

Меликов И.М.
Оптимизация конструктивных параметров радиальных шин
двигателей зерноуборочных комбайнов

Melikov I.M.
Optimization of design parameters of radial tires
of propellers of combine harvesters

41

Нетрусов А.Н., Фомин В.М.
Оптимизация армирующего слоя компрессорного колеса
из композиционного материала турбокомпрессора дизеля

Netrusov A.N., Fomin V.M. Optimization of the
reinforcing layer of the compressor wheel from the
composite material of the diesel turbocharger

47

Свещинский В.О., Бобров С.П., Терещенко И.С.
Некоторые предварительные результаты исследования
влияния многоциклового нагружения на твердость
топливопровода высокого давления

Sveshchinskiy V.O., Bobrov S.P., Tereshchenko I.S.
Preliminary results of the study of the effect
of a multi-cycle load on the hardness
of a high-pressure fuel pipe

54

Сибирёв А.В., Дорохов А.С., Аксенов А.Г.
Обоснование конструктивных и технологических параметров
цилиндрического очистителя почвенных примесей
лукоуборочной машины

Sibirev A.V., Dorokhov A.S., Aksenov A.G.
Substantiation of constructive and technological
parameters of a cylindrical cleaner of soil impurities
of onion harvester

59

КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ

QUALITY, RELIABILITY

Бурьянов А.И., Бурьянов М.А., Червяков И.В.
Метод и результаты оценки влияния энергии восстановления
зерна, контактирующего в колесе с обкатателем жатки,
на его параметры и качество работы

Bur'yanov A.I., Bur'yanov M.A., Chervyakov I.V.
Method and results of the evaluation of the influence
of the energy of grain recovery, contacting in the head
with header fairing on its parameters and quality of work

65

Овсянников В.Е., Васильев В.И., Терехов А.С.
Разработка элементов технологии повышения долговечности
деталей тракторов из серого чугуна

Ovsyannikov V.E., Vasil'ev V.I., Terekhov A.S.
Development of elements of technology for increasing
the durability of tractor components from gray cast iron

73

ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ
И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВАECONOMICS, ORGANIZATION
AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING

Федоров С.Е.
Применение дифференцированной обработки почвы

Fedorov S.E.
Application of differentiated tillage

78

ХРОНИКА

CHRONICLE

Англо-русский словарь по послеуборочной обработке
зерна и подготовке семян

English-Russian dictionary of post-harvest grain
processing and seed preparation

83

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.

ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНАЯ УСТАНОВКА С УТИЛИЗАЦИЕЙ СБРОСОВОЙ ТЕПЛОТЫ ПОРШНЕВОГО ДВС

DIESEL-GENERATOR PLANT WITH THE RECOVERY OF WASTE HEAT OF THE PISTON ENGINE

Р.Р. ГИМАЗЕТДИНОВ
А.А. МАЛОЗЁМОВ, д.т.н.
В.С. КУКИС, д.т.н.

Южно-Уральский государственный университет,
 Челябинск, Россия, idem37@mail.ru

R.R. GIMAZETDINOV
A.A. MALOZEMOV, DSc in Engineering
V.S. KUKIS, DSc in Engineering

South Ural State University, Chelyabinsk, Russia, idem37@mail.ru

Предметом исследования являлась система утилизации сбросовой теплоты дизеля мини-ТЭЦ, которая может быть использована в качестве стационарного основного, резервного или дополнительного источника электрической и тепловой энергии. Объектом исследования служила система утилизации сбросовой теплоты дизеля Д 180 и мини-ТЭЦ на базе дизель-генераторной установки ДГУ-100С производства ОАО «ЧТЗ». Цель работы заключалась в экспериментальной оценке эффективности использования системы утилизации сбросовой теплоты дизеля. В состав системы утилизации входили: оригинальный теплообменник для утилизации сбросовой теплоты системы охлаждения дизеля, сбросовой теплоты системы смазки, сердцевина которого выполнены в общем корпусе, а также теплообменник для утилизации сбросовой теплоты отработавших газов дизеля (котел подогревателя ПЖД-600). В статье приведены компоновка мини-ТЭЦ с системой утилизации сбросовой теплоты, устройство оригинального теплообменника и схема мини-ТЭЦ с системой утилизации сбросовой теплоты. Описан принцип работы предложенной системы. По сравнению с известными конструкциями, в предлагаемой когенерационной энергетической установке отсутствует необходимость раздельного регулирования температуры охлаждающей жидкости и смазочного масла на входе в поршневой двигатель внутреннего сгорания и необходимость использования дополнительного жидкостно-масляного теплообменника или охладителя масла при работе когенерационной установки без тепловой нагрузки. В совокупности это обеспечило уменьшение сложности, материалоемкости и габаритных размеров системы утилизации и когенерационной энергетической установки в целом. Абсолютный экономический эффект от использования системы утилизации сбросовой теплоты составляет 240...300 тыс. руб. за моторесурс, удельный – 22...28 руб./ч. Срок окупаемости системы утилизации сбросовой теплоты – менее года. Полученные результаты убедительно свидетельствуют об экономической целесообразности реализации предложенной системы утилизации сбросовой теплоты дизеля Д 180 мини-ТЭЦ на базе ДГУ-100С.

Ключевые слова: дизель, сбросовая теплота, малая энергетика, когенерационная энергетическая установка, отработавшие газы.

The subject of the investigation was the waste heat recovery system of a small-scale heat electropower station that can be used as stationary and primary, reserve or additional source of electrical and thermal energy. The object of the investigation was the waste heat recovery system of the diesel engine D 180 and the small-scale heat electropower station on the basis of the diesel generator plant DGU-100C produced by JSC «ChTZ». The aim of the investigation was an experimental estimation of the efficient use of the diesel engine's waste heat recovery system. The recovery system was consisted of an original heat exchanger for the recovery of the waste heat of the diesel engine's cooling system, the waste heat of the lubricating system, the centers of which is made in a common housing, and the heat exchanger for the recovery of the exhaust gases waste heat from the diesel engine (pre-heater boiler PZD-600). The article presents the small-scale heat electropower station's arrangement with the waste heat recovery system, the original heat exchanger arrangement and a scheme of the small-scale heat electropower station with the waste heat recovery system. The principle of operation of the proposed system is described. In comparison with the known constructions, in the proposed cogeneration power plant there is no need to separately regulate the temperature of the cooling liquid and the lubricating oil at the inlet to the piston internal combustion engine and the necessity to use an additional liquid-oil heat exchanger or oil cooler in the operation of the cogeneration plant without thermal load. Collectively, it was ensured a reduction of the complexity, material consumption and overall dimensions of the recovery system and the cogeneration power plant in general. The absolute economic effect from the using of the waste heat recovery system is 240...300 thousand rubles for the engine life, specific – 22...28 rubles/h. The payback period of the waste heat recovery system is less than a year. The obtained results convincingly indicate the economic feasibility of implementing the proposed system of waste heat recovery of the diesel engine D 180 of a small-scale heat electropower station based on the DGU-100S.

Keywords: diesel engine, waste heat, distributed generation, cogeneration power plant, exhaust gases.

Введение

Малая энергетика России обеспечивает условия жизни и деятельности более 20 млн граждан, а также многие виды добывающей промышленности на 70 % ее территории [1, 2]. Основой малой электроэнергетики являются около 50000 энергоустановок на базе двигателей внутреннего сгорания (ДВС), из которых около 47000 – дизельные. Суммарная мощность этих установок составляет 17 млн кВт, а выработка электроэнергии – около 50 млрд кВт·ч в год. Расход топлива этими энергоустановками составляет около 6 млн т у.т. [3, 4]

В энергетическом балансе дизелей, чаще всего являющихся первичными двигателями энергоустановок малой мощности, существенное место занимают «сбросовые» потери теплоты, выделившейся при сгорании топлива в цилиндрах, через смазочную систему, систему охлаждения и с отработавшими газами, которые, в зависимости от режима работы установки, составляют от 55 до 100 % от энергии, вводимой с топливом [5, 6]. Сказанное свидетельствует о том, что чрезвычайно важно, чтобы была организована утилизация сбросовой теплоты первичными двигателями средств малой энергетики. Этот путь является одним из решений задачи повышения эффективности энергетических установок [7, 8, 9].

Цель исследования

Целью исследования, результаты которого приведены в настоящей статье, являлась оценка эффективности использования системы утилизации сбросовой теплоты (СУСТ) дизеля мини-ТЭЦ, которая может быть использована в качестве стационарного основного, резервного или дополнительного источника электрической и тепловой энергии.

Материалы, методы исследования и обсуждение результатов

Исследования проводились экспериментальным методом. Объектом исследования являлась СУСТ дизеля 4ЧН15,0/20,5 (Д 180) и мини-ТЭЦ на базе дизель-генераторной установки ДГУ-100С [10].

На рис. 1 показана компоновка мини-ТЭЦ с СУСТ, на рис. 2 – теплообменник СУСТ, а на рис. 3 – схема мини-ТЭЦ с системой утилизации сбросовой теплоты.

Мини-ТЭЦ с СУСТ работает следующим образом. Поршневой двигатель внутреннего

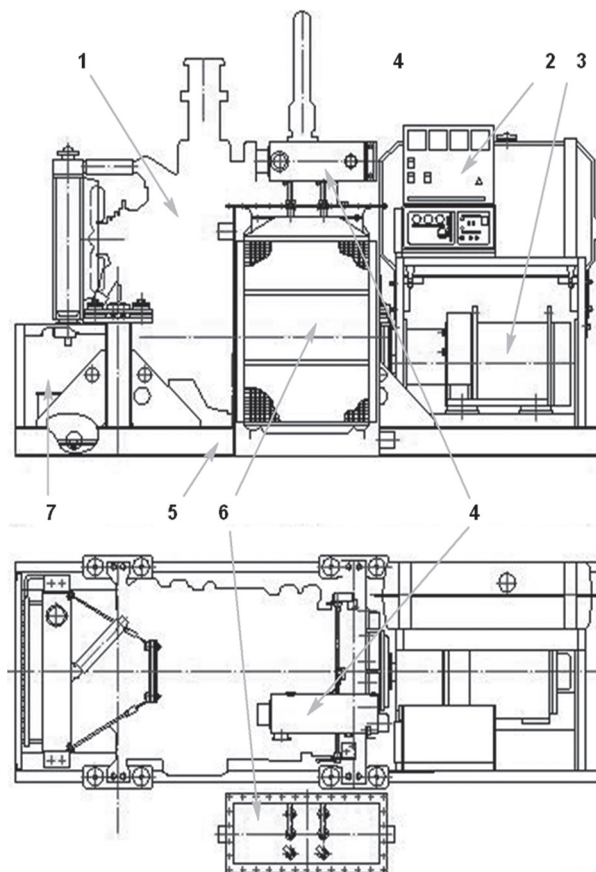


Рис. 1. Компоновка мини-ТЭЦ с системой утилизации сбросовой теплоты:

- 1 – поршневой двигатель внутреннего сгорания;
- 2 – шкаф управления; 3 – генератор;
- 4 – теплообменник отработавших газов; 5 – рама;
- 6 – теплообменник охлаждающей жидкости и смазочного масла; 7 – аккумуляторные батареи

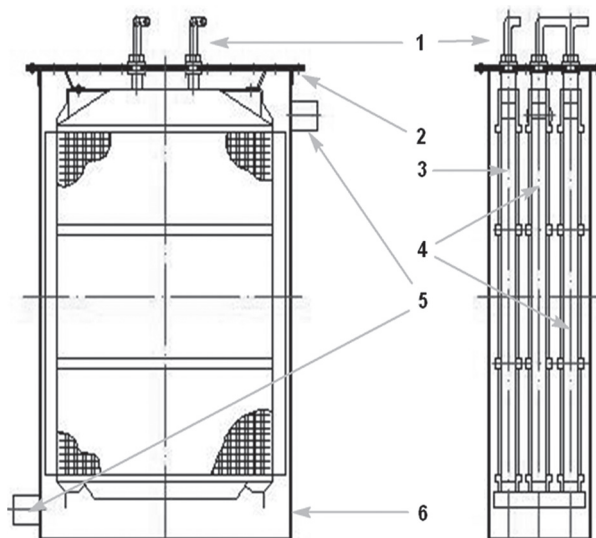


Рис. 2. Теплообменник 6 (см. рис. 1):

- 1 – патрубки внутреннего контура; 2 – крышка;
- 3 – сердцевина контура системы охлаждения;
- 4 – сердцевина контура системы смазки; 5 – патрубки

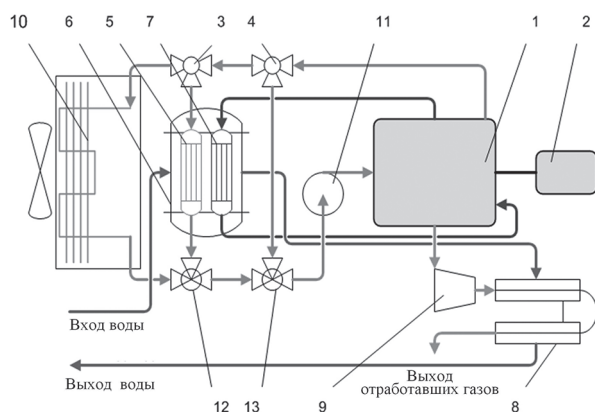


Рис. 3. Схема мини-ТЭЦ с системой утилизации сбросовой теплоты:

- 1 – поршневой двигатель внутреннего сгорания;
2 – генератор; 3, 4 – термостаты; 5, 7 – сердцевины теплообменника 6; 6, 8 – теплообменники;
9 – газовая турбина; 10 – радиатор;
11 – жидкостный насос; 12, 13 – тройники

сгорания 1 вращает вал генератора 2, который вырабатывает электрическую энергию, передаваемую потребителю.

Охлаждающая жидкость прокачивается насосом 11 через систему охлаждения двигателя и внутренний контур системы утилизации. Если температура охлаждающей жидкости ниже, чем установленная регулировками термостата 4 (например, сразу после запуска двигателя), то она направляется из термостата 4 в тройник 13 и рубашку охлаждения двигателя 1. Если температура охлаждающей жидкости выше, чем установленная регулировками термостата 4, но ниже, чем установленная регулировками термостата 3, то она направляется из термостата 3 через сердцевину 5 теплообменника 6 системы утилизации и далее через тройники 12 и 13 в рубашку охлаждения двигателя 1.

Если температура охлаждающей жидкости выше, чем установленная регулировками термостата 3 (например, при отсутствии тепловой нагрузки), то она направляется из термостата 3 в радиатор 10 и далее через тройники 12 и 13 в рубашку охлаждения двигателя 1.

Смазочное масло прокачивается насосом системы смазки двигателя 1 через сердцевину 7 теплообменника 6 системы утилизации сбросовой теплоты. Благодаря тому, что сердцевинны 5 и 7 размещены в общем корпусе, через который протекает вода внешнего контура системы утилизации, температура смазочного масла поддерживается близкой к температуре охлаждающей жидкости, и нет необходимости в устройствах для ее дополнительного регулирования.

Вода внешнего контура системы утилизации сбросовой теплоты, поступающая от потребителя тепловой энергии, проходит через теплообменник 6, нагреваясь от тепла, передаваемого от охлаждающей жидкости – через сердцевину 5 и от смазочного масла через сердцевину 7. Далее вода проходит через теплообменник 8 и нагревается от тепла отработавших газов, после чего поступает к потребителю тепловой энергии.

Результаты испытаний (проведенных в соответствии с требованиями [11]) приведены в табл. 1.

Минимальный расход воды через второй контур СУСТ, из условия неперевышения температуры воды на выходе 105 °С, составляет 4000 кг/ч (что может быть обеспечено применением труб диаметром не менее 2½”).

Серийная система термостатирования дизеля Д 180 обеспечивает автоматическое поддержание температуры масла и охлаждающей жидкости в допустимых пределах.

Таблица 1

Характеристика системы утилизации сбросовой теплоты дизеля Д180

Параметры	Электрическая мощность, % от номинальной				
	0	25	50	75	100
Температура воды на выходе из СУСТ, °С	74,1	76,5	79,2	82,1	85,0
Количество теплоты, снимаемое СУСТ, кВт	36,1	45,8	60,9	76,7	95,9
Суммарная полезная мощность мини-ТЭЦ (тепловая + электрическая), кВт	36,1	70,6	112	153	195
КПД СУСТ, %	62,9	57,8	57,0	53,6	50,3
КПД СУСТ и дизеля, %	69,9	72,1	73,7	71,9	69,5
КПД мини-ТЭЦ, %	62,9	66,6	69,0	67,8	66,0

Абсолютный экономический эффект от использования СУСТ – 240...300 тыс. руб. за моторесурс, удельный – 22...28 руб./ч. Срок окупаемости СУСТ – менее года. Получаемого на номинальном режиме тепла достаточно для отопления 4-этажного здания площадью застройки 16×16 м.

По сравнению с известными конструкциями, в предлагаемой когенерационной энергетической установке отсутствует необходимость раздельного регулирования температуры охлаждающей жидкости и смазочного масла на входе в поршневой ДВС и необходимость использования дополнительного жидкостно-масляного теплообменника или охладителя масла при работе когенерационной установки без тепловой нагрузки. В совокупности это влечет уменьшение сложности, материалоемкости и габаритных размеров системы утилизации и когенерационной энергетической установки в целом.

Заключение

Результаты проведенного исследования подтвердили эффективность предлагаемого технического решения и убедительно свидетельствуют об экономической целесообразности реализации системы утилизации сбросовой теплоты дизеля Д 180 мини-ТЭЦ на базе ДГУ-100С.

Литература

1. Малозёмов А.А., Ильковский К.К., Редько И.Я. Дизельные электроагрегаты – база малой энергетики // Малая энергетика. М.: 2004. С. 14–18.
2. Бондарь В.Н., Малозёмов А.А. Совершенствование энергоустановок с поршневыми ДВС. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. 199 с.
3. Антошкин А.С., Балашов А.А., Валуцкий Н.И., Лихачев А.С., Матиевский Д.Д. Средства малой энергетики с поршневыми двигателями внутреннего сгорания / под ред. Д.Д. Матиевского. Барнаул: Изд-во «Агентство рекламных технологий», 2008. 368 с.
4. Логвиненко В.В., Червяков Ю.С., Матиевский Д.Д., Кисляк С.М. Техничко-экономические показатели мини-ТЭЦ на базе когенерационных установок ОАО ХК «Барнаултрансмаш» // Промышленная энергетика. 1999. № 10. С.15–17.
5. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания. Кн.1. Теория рабочих процессов / под ред. В.Н. Луканина. М.: Высшая школа, 2005. 368 с.
7. Ливинский А.П., Казаринов Л.С., Осипов И.С., Галанов В.Ф., Белавкин И.В. Стратегия энергосбережения: региональный подход / под ред. П.П. Ливинского // Челябинск: Областной фонд энергосбережения, 1996. 170 с.
8. Байкалов С.П., Логвиненко В.В., Матиевский Д.Д. Роль и место когенерационных установок в концепции развития энергетики Алтайского края // Двигателестроение. 1998. № 4. С. 6–7.
9. Алешков О.А. Анализ тенденций развития малой и нетрадиционной энергетики // Научный вестник ЧВВАКИУ. 2007. Вып. 19. Челябинск: ЧВВАКИУ. С. 143–148.
10. Малозёмов А.А., Казанцев М.А. Мини-ТЭЦ на базе электростанции ДГУ-100С // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2001. № 9. С. 17–18.
11. ГОСТ 26658-85. Электроагрегаты и передвижные электростанции с двигателями внутреннего сгорания. Методы испытаний. М.: Изд-во стандартов, 1985. 39 с.

References

1. Malozemov A.A., Il'kovskiy K.K., Red'ko I.Ya. Diesel electric generating units – base of the small-scale power engineering. Malaya energetika. 2004, pp. 14–18 (in Russ.).
2. Bondar' V.N., Malozemov A.A. Sovershenstvovanie energoustanovok s porshnevymi DVS [Improvement of power plants with piston engines]. Chelyabinsk: Izd-vo YuUrGU Publ., 2007. 199 p.
3. Antoshkin A.S., Balashov A.A., Valuykiy N.I., Likhachev A.S., Matievskiy D.D. Sredstva maloy energetiki s porshnevymi dvigatelyami vnutrennego sgoraniya [Facilities of the small-scale power engineering with the piston internal combustion engines]. Pod red. D.D. Matievskogo. Barnaul: Izd-vo «Agentstvo reklamnykh tekhnologiy» Publ., 2008. 368 p.
4. Logvinenko V.V., Chervyakov Yu.S., Matievskiy D.D., Kislyak S.M. Technical and economic indicators of the small-scale heat electropower station on the basis of cogeneration units of JSC HC «Barnaultransmash». Promyshlennaya energetika. 1999. No 10, pp. 15–17 (in Russ.).
5. Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Teoriya porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley [Internal combustion engines: Theory of piston and combined engines]. Pod red. A.S. Orlina, M.G. Kruglova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 372 p.

6. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Kn.1. Teoriya rabochikh protsessov [Internal combustion engines. Book 1. Theory of work processes]. Pod red. V.N. Lukanina. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 2005. 368 p.
7. Livinskiy A.P., Kazarinov L.S., Osipov I.S. Galanov V.F., Belavkin I.V. Strategiya energosberezheniya: regional'nyy podkhod [Energy saving strategy: a regional approach]. Pod red. P.P. Livinskogo. Chelyabinsk: Oblastnoy fond energosberezheniya Publ., 1996. 170 p.
8. Baykalov S.P., Logvinenko V.V., Matievskiy D.D. Role and position of cogeneration plants in the concept of energy development of the Altai Krai. Dvigatelsestroenie. 1998. No 4, pp. 6–7 (in Russ.).
9. Aleshkov O.A. Analysis of trends in the development of small-scale and non-conventional energy. Nauchnyy vestnik ChVVAKIU. 2007. Vyp. 19, pp. 143–148 (in Russ.).
10. Malozemov A.A., Kazantsev M.A. The small-scale heat electropower station on the basis of the DGU-100S power station. Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny. 2001. No 9, pp. 17–18 (in Russ.).
11. GOST 26658-85. Electrical units and mobile power stations with internal combustion engines. Test methods.. Moscow: Izd-vo standartov Publ., 1985. 39 p.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПОТРЕБИТЕЛЬСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИГОЛЬЧАТЫХ И ЗУБОВЫХ БОРОН

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE CONSUMER CHARACTERISTICS OF NEEDLE AND TOOTH HARROWS

Я.В. ЕРЕМЕНКО
А.Ю. НЕСМИЯН, д.т.н.
А.К. КУЛАКОВ
С.В. АСАТУРЯН, к.т.н.

Азово-Черноморский инженерный институт
ФГБОУ ВО Донской ГАУ, Зерноград, Россия,
nesmiyan@andrei@yandex.ru

YA.V. EREMENKO
A.YU. NESMIYAN, DSc in Engineering
A.K. KULAKOV
S.V. ASATURYAN, PhD in Engineering

Azov-Black Sea Engineering Institute of the Don State Agrarian
University, Zernograd, Russia, nesmiyan@andrei@yandex.ru

В современном сельскохозяйственном производстве, особенно в зонах недостаточного увлажнения, широкое применение получили игольчатые бороны-мотыги и зубовые бороны. Назначение этих групп орудий в целом схоже, однако имеются и отдельные функциональные особенности. Их знание, владение объективной информацией о потребительских характеристиках этих орудий позволит сформировать более рациональную структуру парка машин сельскохозяйственных предприятий, организовать их эффективную эксплуатацию и будет способствовать дальнейшему совершенствованию конструкций самих орудий. Целью представленного исследования является обобщенный сравнительный анализ эксплуатационно-экономических характеристик и агротехнических показателей работы игольчатых борон-мотыг и зубовых борон. Для достижения поставленной цели в рамках исследования был проведен сбор информации об основных эксплуатационных и агротехнических характеристиках зубовых борон и борон-мотыг, проходивших испытания на машинно-испытательных станциях нашей страны. Анализ полученных результатов позволил заключить, что применение игольчатых борон по сравнению с зубовыми обеспечивает повышение производительности агрегатов в среднем на 13...20 %, снижение гребнистости поверхности поля – на 15 % (3 мм), повышение крошения почвы на 7 %. В равных условиях бороны-мотыги повреждают в 3...7 раз меньше культурных растений, чем зубовые бороны. По расходу топлива и неравномерности глубины обработки почвы агрегаты с игольчатыми и зубовыми боронами обеспечили примерно одинаковые показатели работы. При этом бороны-мотыги в 1,83 раза более металлоемки, чем зубовые, и более трудоемки в обслуживании. В целом можно заключить, что эксплуатационные характеристики и агротехнические показатели работы игольчатых борон выше, чем зубовых, однако, экономические – ниже.

Ключевые слова: игольчатая борона-мотыга, зубовая борона, потребительские характеристики, протоколы испытаний, анализ, удельный расход топлива, масса, производительность, агротехнические показатели работы.

In modern agricultural production, especially in areas of insufficient moisture, needle harrows-hoes and tooth harrows are widely used. The purpose of these groups of tools are generally alike, however, there are separate functional features. Their knowledge, possession of objective information on consumer characteristics of these tools will allow to form more rational structure of Park of cars of the agricultural enterprises, to organize their effective operation and will promote further improvement of designs of tools. The aim of the present study is a generalized comparative analysis of operational and economic characteristics and agrotechnical performance of needle harrows-hoes and tooth harrows. To achieve this goal, the study collected information about the main operational and agrotechnical characteristics of tooth harrows and harrow-hoes that were tested at the machine-testing stations of our country. The analysis of the obtained results allowed to conclude that the use of needle harrows in comparison with tooth harrows provides an increase in the productivity of aggregates by an average of 13...20 %, a decrease in the field surface crests by 15 % (3 mm), an increase in soil crumbling by 7 %. In equal conditions harrows-hoes damage 3...7 times less cultivated plants than tooth harrows. The fuel consumption and the uneven depth of tillage aggregates with a needle and Zubov harrows provided approximately the same performance. At the same time harrows hoes 1,83 times more metal than tooth and more labor-intensive in service. In General, it can be concluded that the performance characteristics and agrotechnical performance of needle harrows are higher than the ones, however, economic-lower.

Keywords: needle harrow-hoe, tooth harrow, consumer characteristics, test reports, analysis, specific fuel consumption, weight, performance, agrotechnical performance.

Введение

Обработка почвы – важная составляющая большинства технологий растениеводства, существенно влияющая на их эффективность [1].

В современном сельскохозяйственном производстве, особенно в зонах недостаточного увлажнения, широкое применение получили такие орудия для поверхностной обработки почвы, как игольчатые бороны-мотыги и зубовые бороны (с жесткими или пружинными зубьями). Несмотря на существенные различия технологических процессов, назначение этих групп орудий в целом схоже – рыхление почвы на небольшую глубину (3...8 см), выравнивание поверхности поля, уничтожение слабо укоренившихся сорняков. В рамках безотвальных и даже нулевых технологий они способствуют сохранению и равномерному распределению по поверхности поля растительных остатков, снижающих вероятность образования водной и ветровой эрозии, участвующих в процессах терморегуляции, накопления и сохранения почвенной влаги. И те и другие орудия могут использоваться не только для ухода за парами и допосевной обработки почвы, но и для послепосевной и даже послеуборочной сплошной обработки участков [1–4].

Вместе с тем, для игольчатых и зубовых борон характерен и ряд функциональных различий. Так, например, по некоторым данным при резком заглублении иглы бороны-мотыги в почву и далее при ее обратном движении происходит принудительное нагнетание воздуха в верхние почвенные слои, за счет чего они насыщаются содержащимся в воздухе азотом [5]. Некоторые исследователи утверждают, что одно мотыжение по эффективности аналогично внесению 100 кг/га азотных удобрений [5],

чего при применении классических зубовых борон не наблюдается. Кроме того, за счет вертикальной составляющей движения зубьев, бороны-мотыги могут использоваться в холодное время года для разрушения ледяной корки на озимых культурах [2]. Знание таких функциональных особенностей сравниваемых орудий, владение объективной информацией об их потребительских характеристиках позволит сформировать более рациональную структуру парка машин сельскохозяйственных предприятий, организовать их эффективную эксплуатацию и будет способствовать дальнейшему совершенствованию конструкций самих орудий.

Цель исследования

Целью исследования является обобщенный сравнительный анализ эксплуатационно-экономических характеристик и агротехнических показателей работы игольчатых борон-мотыг и зубовых борон.

Методика исследования

Сложность совместной оценки сравниваемых орудий связана с разнообразием их конструкций. Например, игольчатые бороны производятся как навесными, так и прицепными, с шириной захвата от 3 до 21 м (рис. 1). При этом они могут существенно различаться устройством и параметрами расположения рабочих органов [4], а также величиной давления, приходящегося на один зуб. В полной мере это относится и к зубовым боронам, которые могут выпускаться как в широкозахватном, так и модульном вариантах и при этом существенно разниться конструкцией зубьев (рис. 2).

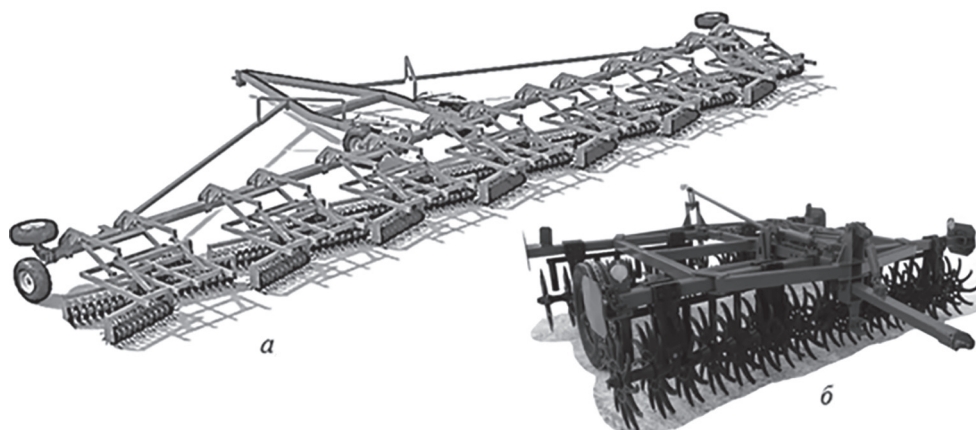


Рис. 1. Игольчатые бороны-мотыги:

а – ротационная борона «АГРИСТАР Супер» РБА-21 (ООО «АГРИСТО», г. Ставрополь);
б – борона игольчатая гидрофицированная БИГ-3А

**Рис. 2. Зубовые бороны:**

a – широкозахватная борона БТ-18 с пружинными зубьями;
б – модульная борона БЗСС-1,0 с жесткими зубьями квадратного сечения

Анализ характеристик сравниваемых групп орудий дополнительно усложняется тем, что исследуемые почвообрабатывающие агрегаты – сложные динамические системы, условия эксплуатации которых носят стохастический характер. В связи с этим наиболее полная и достоверная информация о них может быть получена только путем обобщенного анализа результатов экспериментальных исследований и показателей производственной деятельности. При этом полученные данные будут иметь вероятностный характер, лишь приблизительно характеризую протекающие реальных процессов

В рамках исследования был проведен сбор информации об основных эксплуатационных и агротехнических характеристиках шести зубовых борон и шести борон-мотыг, проходивших испытания на машинно-испытательных станциях нашей страны [6, 7], что позволило получить достаточно широкий спектр объективных показателей, характеризующих работу агрегатов. С учетом различных фонов и режимов проведения испытаний конечное число опытов при исследовании работы зубовых борон составило 12 шт., игольчатых борон – 15 шт. Все орудия относились к бесцепочным, их рабочая ширина варьировалась от 8,8 до 24,6 м.

При этом фиксировались следующие показатели:

V_p – рабочая скорость агрегата, км/ч;

B_p – рабочая ширина орудия, м;

W_o – производительность агрегата за час основного времени, га/ч;

W_3 – производительность агрегата за час эксплуатационного времени, га/ч;

$q_{уд}$ – удельный расход топлива, кг/га;

ТЕТО – трудоемкость ежесменного технического обслуживания орудия, чел.-ч.;

m – масса орудия, кг;

a_{cp} – средняя глубина обработки почвы, см;

σ_a – стандартное отклонение глубины обработки, см;

K – показатель крошения почвы, %;

Γ – гребнистость поверхности поля, см;

ПКР – степень повреждения культурных растений, %.

Результаты исследования и их обсуждение

Некоторые эксплуатационные показатели работы сравниваемых бороновальных агрегатов представлены в табл. 1.

Приведенные данные позволяют сделать ряд выводов.

Таблица 1

Эксплуатационные показатели работы сравниваемых бороновальных агрегатов

Тип орудий	Уровень значения показателя	V_p , км/ч	B_p , м	W_o , га/ч	W_3 , га/ч	$q_{уд}$, кг/га	ТЕТО, чел.-ч.	m , кг
Зубовые бороны	среднее	10,3	19,1	18,9	10,4	1,4	0,27	3283,3
	минимальное	6,0	8,8	5,4	4,1	0,8	0,17	810,0
	максимальное	15,0	24,6	34,6	19,2	1,7	0,44	5830,0
Бороны-мотыги	среднее	12,1	17,9	21,4	12,5	1,4	0,35	5682,1
	минимальное	8,5	11,4	12,2	7,8	1,1	0,09	3910,0
	максимальное	13,8	20,2	24,7	15,2	2,1	1,40	7315,0

Исследуемые бороны-мотыги в среднем отличались меньшей шириной захвата, чем зубовые, однако при этом их усредненная производительность была в 1,13...1,20 раза выше. Это объясняется тем, что средняя рабочая скорость игольчатых борон на 17 % выше аналогичного показателя для зубовых борон.

Средний удельный расход топлива для обеих рассматриваемых операций оказался практически одинаковым.

Коэффициенты использования времени смены для сравниваемых почвообрабатывающих агрегатов рознятся незначительно: для агрегатов с зубовыми боронами $\tau_{\text{ср}} = 0,55$, для мотыг $\tau_{\text{ср}} = 0,58$. Некоторая разница может быть обусловлена большей шириной захвата первых.

Удельная металлоемкость зубовых борон – 171,9 кг/м, что в 1,83 раза меньше аналогичного показателя для игольчатых борон (314,4 кг/м).

Ежесменное техобслуживание зубовых борон почти на 23 % ниже трудоемкости ЕТО игольчатых мотыг. Это может объясняться более сложным устройством и повышенной металлоемкостью мотыг.

В табл. 2 приведены некоторые агротехнические показатели работы исследуемых агрегатов. Эти данные позволяют резюмировать следующее.

Зубовые бороны обеспечивают глубину рыхления почти на 10 % больше, чем игольчатые. Однако при этом следует учитывать, что в абсолютных единицах разница составляет всего около 5 мм.

Неравномерность глубины обработки почвы для сравниваемых орудий примерно одинакова – разница не превышает 3 % (0,3 мм).

Бороны-мотыги обеспечивают более высокую степень крошения почвы, чем зубовые бороны (относительный показатель больше на 7 %), при этом гребнистость поверхности поля в первом случае на 15 % ниже, хотя по абсо-

лютному показателю разница составляет всего 3 мм.

Бороны-мотыги при обработке всходов обеспечивают меньшее повреждение культурных растений (1,5 %), чем зубовые (2,3 %). Причем усредненное значение этого показателя для игольчатых борон было получено при обработке культур и сплошного сева и пропашных, в то время как зубовые бороны применялись только на всходах зерновых сплошного сева. Бороны-мотыги на таких культурах повреждают всего 0...0,7 % растений.

Заключение

Проведенное исследование позволяет заключить, что применение игольчатых борон по сравнению с зубовыми обеспечивает повышение производительности агрегатов в среднем на 13...20 %, снижение гребнистости поверхности поля на 15 % (3 мм), повышение крошения почвы на 7 %. В равных условиях бороны-мотыги повреждают в 3...7 раз меньше культурных растений, чем зубовые бороны. По расходу топлива и неравномерности глубины обработки почвы агрегаты с игольчатыми и зубовыми боронами обеспечили примерно одинаковые показатели работы. При этом бороны-мотыги в 1,83 раза более металлоемки, чем зубовые, и более трудоемки в обслуживании.

В целом можно заключить, что эксплуатационные характеристики и агротехнические показатели работы игольчатых борон выше, чем зубовых, однако экономические – ниже.

Литература

- Несмиян А.Ю., Кобец М.Г., Должиков В.В., Гладкий С.А. Сравнительные характеристики орудий для поверхностной обработки почвы // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 3. С. 23.
- Конищев А.А. Обоснование параметров рабочих органов игольчатой бороны для обработки почвы

Таблица 2

Агротехнические показатели работы сравниваемых бороновальных агрегатов

Тип орудий	Уровень значения показателя	$a_{\text{ср}}$, см	σ_a , см	К, %	Г, см	ПКР, %
Зубовые бороны	среднее	5,18	1,12	83,5	2,3	2,3
	минимальное	2,20	0,70	67,9	0,8	1,0
	максимальное	8,90	1,90	97,4	4,2	3,0
Бороны-мотыги	среднее	4,64	1,15	89,5	2,0	1,5
	минимальное	3,50	0,61	82,1	1,0	0,0
	максимальное	6,43	1,76	96,7	3,3	2,9

- на стерневых фонах: дис. ... канд. техн. наук. Шортанды, 1983. 188 с.
3. Конищев А.А. Исследование механики взаимодействия игольчатых дисков с почвой // Труды ЧИМЭСХ: Челябинск, 1982. С. 51.
 4. Еременко Я.В., Несмиян А.Ю., Кулаков А.К., Черемисин Ю.М. Совершенствование конструкции рабочего органа игольчатой бороны-мотыги // Инновации в сельском хозяйстве. 2017. № 1 (22). С. 223.
 5. Бороны-мотыги ротационная // Новые технологии АПК. 2011. № 4. С. 27.
 6. База протоколов результатов испытаний сельскохозяйственной техники. Режим доступа: <http://sistemamis.ru/protocols> (дата обращения: 11.01.2018).
 7. Результаты испытаний Режим доступа: http://skmis.ru/test/test_result.html (дата обращения: 10.01.2018).
- ### References
1. Nesmiyan A.Yu., Kobets M.G., Dolzhikov V.V., Gladkiy S.A. Comparative characteristics of implements for surface tillage of the soil. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2014. No 3, pp. 23 (in Russ.).
 2. Konishchev A.A. Obosnovanie parametrov rabochikh organov igol'chatoy borony dlya obrabotki pochvy na sternevykh fonakh: dis. ... kand. tekhn. nauk [Justification of the working bodies parameters of the needle-shaped harrow for tillage on the stubble field: dissertation for a degree of the candidate of technical sciences]. *Shortandy*, 1983. 188 p.
 3. Konishchev A.A. Issledovanie mekhaniki vzaimod-eystviya igol'chatykh diskov s pochvoy [Investigation of the mechanics of interaction of needle discs with the soil]. *Trudy ChIMESKh: Chelyabinsk*, 1982. 51 p.
 4. Eremenko Ya.V., Nesmiyan A.Yu., Kulakov A.K., Cheremisin Yu.M. Improving the construction of the working body of the needle-shaped harrow-hoe. *Innovatsii v sel'skom khozyaystve*. 2017. No 1(22), pp. 223 (in Russ.).
 5. Rotary harrow-hoe. *Novye tekhnologii APK*. 2011. No 4, pp. 27 (in Russ.).
 6. The database of the protocols of the results of tests of agricultural vehicles. (in Russ.). URL: <http://sistemamis.ru/protocols> (accessed: 11.01.2018).
 7. The results of tests (in Russ.). URL: http://skmis.ru/test/test_result.html (accessed: 10.01.2018).

РАБОЧИЙ ОРГАН ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ

THE WORKING BODY FOR THE APPLICATION OF MINERAL FERTILIZERS

В.А. ОВЧИННИКОВ, к.т.н.
А.В. ОВЧИННИКОВА

Мордовский государственный университет
им. Н.П. Огарева, Саранск, Россия,
ovchinnikov81@rambler.ru

V.A. OVCHINNIKOV, PhD in Engineering
A.V. OVCHINNIKOVA

Ogarev Mordovia State University, Saransk, Russian Federation,
ovchinnikov81@rambler.ru

В настоящее время для поверхностного внесения удобрений, как в Европе, так и в России, используют разбрасыватели различной конструкции и компоновки. Дозирующими устройствами в них, как правило, являются дисковые аппараты центробежного типа с вертикальной осью вращения. Обзор и анализ работы разбрызгивателей показывает, что они не в полной мере удовлетворяют агротехническим требованиям, а именно распределяют удобрения по поверхности почвы со значительными отклонениями от допустимой неравномерности. Поэтому разработка рабочего органа, повышающего равномерность распределения минеральных удобрений по поверхности поля, является актуальной задачей. Равномерность распределения минеральных удобрений центробежным рабочим органом основана на разности скоростей гранул удобрений в момент схода их с рабочего органа. Величина скорости влияет на дальность полета частиц (ширину захвата) и зависит от конструктивных и кинематических параметров рабочего органа. На кафедре сельскохозяйственных машин Мордовского государственного университета разработан центробежный рабочий орган, в любой точке которого сход гранул минеральных удобрений происходит с разными по величине скоростями. Этого удалось добиться благодаря тому, что рабочий орган содержит коническую поверхность, вдоль образующей которой жестко закреплены прямые лопасти разной длины. При работе, удобрения, подающиеся на коническую часть, распределяются равномерным слоем и продолжают направленное движение по конической поверхности. Окружная скорость рабочей поверхности по направлению к основанию возрастает, следовательно увеличивается и скорость вылета частиц с разных точек рабочей поверхности. Остальная часть удобрений непрерывным потоком поступает на сферический диск и лопастями направляется на поверхность почвы. С лопастей различной длины удобрения сходят на разной высоте, под разными углами наклона к горизонту и различными по величине скоростями, что повлияет на равномерность их внесения. Результаты исследований показали, что применение экспериментального рабочего органа позволяет увеличить рабочую ширину с 10 до 14 м и уменьшить неравномерность распределения туков по общей ширине на 14,2 %.

Ключевые слова: минеральные удобрения, рабочий орган, неравномерность внесения, результаты исследований.

Currently, for the surface application of fertilizers, both in Europe as well as in Russia, spreader devices of various designs and arrangements are used. The metering devices in them, as a rule, are centrifugal type disk mechanisms with a vertical axis of rotation. Overview and analysis of their work shows that they do not completely meet the agro-technical requirements, namely, distribute fertilizers on the soil surface with significant deviations from the permissible unevenness. Therefore, the development of a working body for increasing the uniformity of the distribution of mineral fertilizers over the field surface is an urgent challenge. The uniformity of the distribution of mineral fertilizers by a centrifugal working body is based on the difference in the speeds of fertilizer's granules at the moment of their descent from the working body. The magnitude of the velocity affects the range of flight of particles (the coverage) and depends on the structural and kinematic parameters of the working body. At the department of agricultural machines of the Mordovia State University a centrifugal working body has been developed, at any point of which the descent of mineral fertilizer's granules proceeding at different speeds. That had been achieved through the fact that the working body contains a conical surface, along the generatrix of which, blades of different lengths are rigidly fastened. When working, the fertilizers are fed to the conical part and are distributed in a uniform layer and continue directed movement along the conical surface. The circumferential velocity of the working surface towards the base increases, and consequently the velocity of particle descent from different points of the working surface increases. The rest of the fertilizers flows continuously to the spherical disk and is directed to the soil surface by the blades. From blades of different lengths, fertilizers come off at different heights, at different angles of inclination to the horizon and at different speeds, which will affect the uniformity of their application. The results of the investigations are showed that the use of the experimental working body allows to increase the working width from 10 to 14 m and to reduce the uneven distribution of mineral fertilizers over the total width by 14,2 %.

Keywords: mineral fertilizers, working body, uneven application, the results of investigations.

Введение

Удовлетворение потребности населения в продуктах питания связано с повышением урожайности сельскохозяйственных культур. Практически доказано, что за счет внесения удобрений получают прибавку урожая в размере 50 %. Рациональное их внесение в общей системе применения удобрений и мелиорантов позволяет повысить их окупаемость и снизить антропогенное воздействие на окружающую среду [1, 2].

Для любой сельскохозяйственной культуры в заданных природно-климатических условиях существует рациональная доза внесения удобрений, которая соответствует биологическим особенностям растений. Одно из важнейших условий повышения эффективности применения удобрений – это их равномерное внесение по поверхности поля [3, 4].

Для оценки совокупного влияния различных проявлений неравномерного внесения удобрений на издержки нами составлена структурная схема, приведенная на рис. 1.

В случае неравномерного внесения удобрений снижаются технологические и биологические свойства урожая, а также происходит накопление нитратов в растениях и загрязнение окружающей среды.

В связи с этим разработка рабочего органа центробежного типа для высококачественного внесения минеральных удобрений является актуальной задачей.

Материалы, методы исследования и обсуждение результатов

Известно, что рабочий процесс центробежного разбрасывателя дискового типа состоит из двух фаз: относительного перемещения гранул по поверхности рабочего органа и свободного полета гранул под действием сообщенной им кинетической энергии и действующей силы тяжести.

Скорость гранул минеральных удобрений в момент схода с центробежного рабочего органа зависит от его конструктивных и кинематических параметров [5]:

$$v = \omega R,$$

где ω – угловая скорость диска, рад/с; R – радиус диска, м.

Величина v влияет на дальность полета частиц, которая в свою очередь определяет рабочую ширину разброса. С увеличением скорости v дальность полета возрастает.

Так как на v влияет множество факторов, то в общем виде имеем [5]:

$$v = f(\omega, R, \varphi, m, a), \quad (1)$$

где φ – угол трения удобрений по элементам рабочего органа; m – масса гранул, кг; a – параметр, определяющий место подачи удобрений на диск.

На основании вышеизложенного на кафедре сельскохозяйственных машин имени профес-



Рис. 1. Структурная схема издержек от некачественного внесения удобрений

сора А.И. Лешанкина Мордовского госуниверситета была проведена серия экспериментальных исследований, в результате которых разработан центробежный дисковый рабочий орган для разбросного внесения минеральных удобрений. Новизна технических решений подтверждена патентом РФ [6].

Рабочий орган (рис. 2) состоит из конической части 1, выполненной в виде вогнутой поверхности, диска 2, рабочая поверхность которого имеет сферическую форму 3, и лопастей 4 разной длины. Лопасти равной длины, размещаются симметрично относительно оси вращения диска. Это обеспечивает динамическую балансировку рабочего органа.

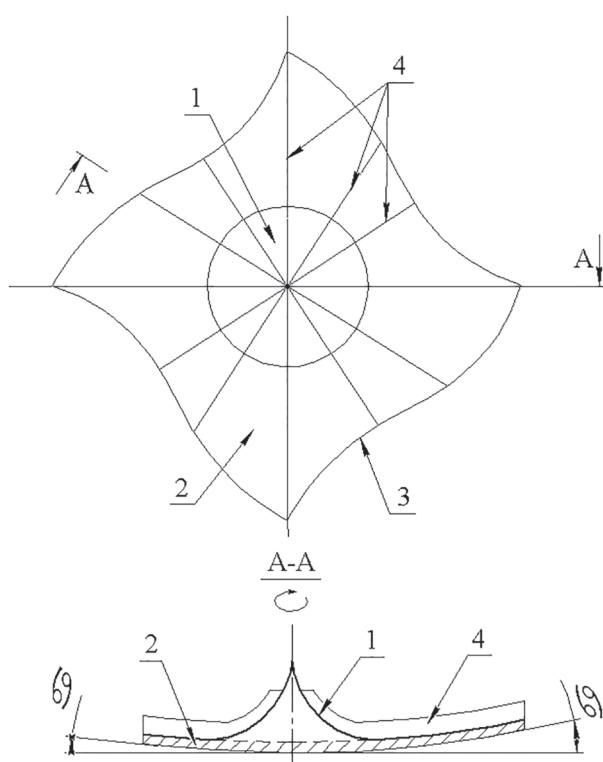


Рис. 2. Центробежный рабочий орган:

1 – коническая часть; 2 – диск; 3 – рабочая поверхность; 4 – лопасти

Устройство работает следующим образом. Удобрения, подающиеся на коническую часть 1, распределяются равномерным слоем и продолжают направленное движение по конической поверхности. Окружная скорость рабочей поверхности по направлению к основанию возрастает, следовательно увеличивается и скорость вылета частиц с разных точек рабочей поверхности. Остальная часть удобрений, благодаря вогнутой поверхности конической части, непрерывным потоком поступает на сферический

диск 2 и лопастями 4 направляется на поверхность почвы. С лопастей различной длины удобрения сходят на разной высоте, под разными углами наклона к горизонту и различными по величине скоростями, что влияет на равномерность их внесения. Увеличение угла наклона к горизонту приводит к возрастанию скорости схода гранул минеральных удобрений. С возрастанием скорости увеличивается дальность полета удобрений, что обеспечивает повышение рабочей ширины захвата.

Соответственно, выражение (1), примет вид:

$$\vartheta = f(\omega, R, \phi, m, a, \alpha),$$

где α – угол наклона к горизонтальной плоскости, град.

С целью подтверждения вышесказанного нами проведены опыты по внесению минеральных удобрений разбрасывателем НРУ-0,5 с серийным и экспериментальным рабочими органами. Опыты проводились на рассеве нитрофоски.

Для оценки качественных показателей работы серийного и экспериментального разбрасывателей по ширине захвата и по ходу движения агрегата сбор удобрений производили в емкости размером 0,5х0,5х0,1 м. Противни расставляли максимально близко друг к другу в 3 ряда через каждые 5 м (рис. 3).

Результаты распределения нитрофоски экспериментальным и серийным разбрасывателями представлены на рис. 4.

Из анализа рис. 4 следует, что характер распределения нитрофоски по ширине захвата у обоих разбрасывателей близок к нормальному распределению.

В отличие от серийного, основная масса удобрений у которого распределена в средней части, разбрасыватель, оснащенный экспериментальным рабочим органом, изменил характер рас-



Рис. 3. Схема расположения противней

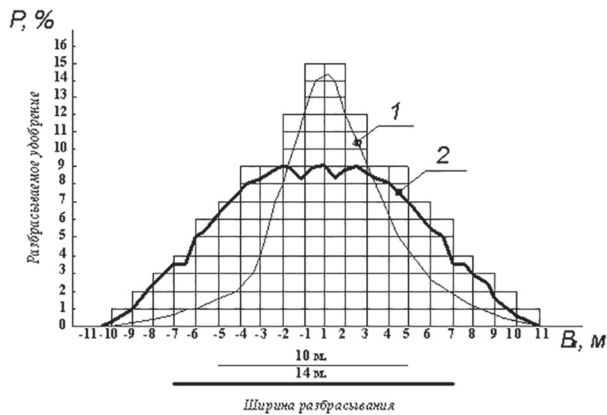


Рис. 4. Характер распределения нитрофоски по ширине захвата:

- 1 — серийный разбрасыватель;
2 — экспериментальный разбрасыватель

пределения нитрофоски по ширине захвата. Это произошло за счет перераспределения удобрений со средней части полосы к краям.

Заключение

Экспериментальный рабочий орган для внесения минеральных удобрений позволил увеличить рабочую ширину с 10 до 14 м и уменьшить неравномерность распределения туков по общей ширине захвата на 14,2 %.

Литература

1. Седашкина Е.А. Рациональные параметры центробежного рабочего органа разбрасывателя для поверхностного внесения минеральных удобрений: дис. ... канд. тех. наук. Саранск, 2007. 153 с.
2. Костригин А.А. Повышение эффективности внесения минеральных удобрений на склонах машинами путем совершенствования центробежного рабочего органа: дис. ... канд. тех. наук. Саранск, 2016. 186 с.
3. Овчинникова А.В., Ломакина К.В., Седашкин А.Н. Анализ использования минеральных удобрений и средств механизации для их внесения // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: межвузовский сборник научных трудов. Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2016. С. 322–324.
4. Седашкин А.Н., Даськин И.Н., Костригин А.А. Неравномерность внесения удобрений при координатной системе земледелия // Тракторы и сельхозмашины. 2013. № 10. С. 39–40.
5. Овчинников В.А., Овчинников Д.А., Драняев С.Б. Рабочий орган для разбрасывания минеральных удобрений // Повышение эффективности функционирования механических и энергетических систем: материалы Всерос. науч.-техн.

конф. Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2009. С. 301–303.

6. Чаткин М.Н., Седашкин А.Н., Овчинников Д.А., Овчинников В.А. Рабочий орган для разбрасывания минеральных удобрений: патент на полезную модель № 75532, Российская Федерация. Опубликовано 20.08.2008. Бюл. № 23.

References

1. Sedashkina E.A. Ratsional'nye parametry tsentrobezhnogo rabocheho organa razbrasyvatel'ya dlya poverkhnostnogo vneseniya mineral'nykh udobreniy: dis. ... kand. tekhn. nauk [Rational parameters of a centrifugal working body of the spreader for the surface application of mineral fertilizers: dissertation for a degree of the candidate of technical sciences]. Saransk, 2007. 153 p.
2. Kostargin A.A. Povyshenie effektivnosti vneseniya mineral'nykh udobreniy na sklonakh mashinami putem sovershenstvovaniya tsentrobezhnogo rabocheho organa: dis. ... kand. tekhn. nauk [Increasing the efficiency of the application of mineral fertilizers on slopes by machines via improving the centrifugal working body: dissertation for a degree of the candidate of technical sciences]. Saransk, 2016. 186 p.
3. Ovchinnikova A.V., Lomakina K.V., Sedashkin A.N. The analysis of the use of mineral fertilizers and mechanization tools for their application. Energoeffektivnye i resursosberegayushchie tekhnologii i sistemy: mezhvuzovskiy sbornik nauchnykh trudov [Energy-efficient and resource-saving technologies and systems: inter-university collection of scientific papers]. Saransk: Izd-vo Mordov. un-ta Publ., 2016, pp. 322–324 (in Russ.).
4. Sedashkin A.N., Das'kin I.N., Kostargin A.A. Uneven application of fertilizers under the coordinate system of agriculture. Traktory i sel'khoz mashiny. 2013. No 10, pp. 39–40 (in Russ.).
5. Ovchinnikov V.A., Ovchinnikov D.A., Dranyayev S.B. Working body for spreading mineral fertilizers. Povyshenie effektivnosti funktsionirovaniya mekhanicheskikh i energeticheskikh sistem: materialy Vseros. nauch.-tekhn. konf [Increasing the efficiency of mechanical and energy systems: materials of the all-Russian scientific and technical conference]. Saransk: Izd-vo Mordov. un-ta Publ., 2009, pp. 301–303 (in Russ.).
6. Chatkin M.N., Sedashkin A.N., Ovchinnikov D.A., Ovchinnikov V.A. Rabochiy organ dlya razbrasyvaniya mineral'nykh udobreniy [Working body for spreading mineral fertilizers]: patent na poleznuyu model' No 75532, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 20.08.2008. Byul. No 23.

К ВОПРОСУ СОЗДАНИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ДЛЯ СОВРЕМЕННОГО СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

CREATING A DOMESTIC CATERPILLAR TRACTOR FOR MODERN AGRICULTURAL PRODUCTION

В.М. ШАРИПОВ¹, д.т.н.

А.Ю. ИЗМАЙЛОВ², академик РАН

А.С. ДОРОХОВ², чл.-корр. РАН

Р.С. ФЕДОТКИН², к.т.н.

В.А. КРЮЧКОВ², к.т.н.

М.Ю. ЕСЕНОВСКИЙ-ЛАШКОВ¹, к.т.н.

Е.В. ОВЧИННИКОВ²

¹ Московский политехнический университет, Москва, Россия, trak@mami.ru

² ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, Москва, Россия, frs89@bk.ru

V.M. SHARIPOV¹, DSc in Engineering

A.YU. IZMAYLOV², Academician of the Russian Academy of Sciences

A.S. DOROKHOV², Corresponding member of the Russian Academy of Sciences

R.S. FEDOTKIN², PhD in Engineering

V.A. KRYUCHKOV², PhD in Engineering

M.YU. ESENOVSKIY-LASHKOV¹, PhD in Engineering

E.V. OVCHINNIKOV²

¹ Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia, trak@mami.ru

² Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia, frs89@bk.ru

Возникший дефицит в последние десятилетия универсальных и универсально-пропашных тракторов класса 2...3, выпускаемых во времена СССР в странах Совета экономической взаимопомощи, а также проблемы производства сельскохозяйственной продукции создали условия для интенсивной экспансии со стороны иностранных компаний, которые активно завоевывают отечественный рынок. Однако зарубежные образцы имеют высокую стоимость при малой приспособленности к условиям регионов РФ и отсутствии надлежащего сервисного обслуживания. В статье поставлен вопрос необходимости создания отечественного универсального гусеничного трактора, сформулированы и выдвинуты на обсуждение предпосылки его создания. Оговорена необходимость расширения сферы применения трактора. Указаны потенциальные конкурентные преимущества трактора перед зарубежными аналогами, в том числе агрегатирование с широким спектром машин и орудий, регулируемая колея, возможность движения по различным типам дорог, улучшенная маневренность, экономичность и экологичность, возможность бесступенчатого регулирования скорости и т.д. Описаны: предполагаемые технические решения основных агрегатов и систем трактора, в том числе силовая установка с системой адаптации для работы на сжиженном углеводородном газе; трансмиссия, содержащая полнопоточную гидрообъемную передачу или двухпоточную гидрообъемномеханическую передачу с приводом на каждый борт, а также привод валов отбора мощности (фронтального, заднего и боковых); рамный осто́в; всесезонная экологически безопасная гусеничная ходовая система с резиноармированными гусеницами и элементами гусеничного обвода на основе полимерно-композитных материалов; современная и комфортабельная кабина с рулевой колонкой. Указаны предполагаемые показатели экономической эффективности от применения трактора, а также перспективы дальнейшего оснащения трактора системами дистанционного и автономного управления.

Ключевые слова: гусеничный трактор, силовая установка, система адаптации двигателя, сжиженный углеводородный газ, полнопоточная гидрообъемная передача, двухпоточная гидрообъемномеханическая передача, вал отбора мощности, гусеничная ходовая система, резиноармированные гусеницы, рулевая колонка.

The generated deficit in the last decades of universal tractors and tractors for the arable farming which belongs to the class 2...3, produced during the times of the USSR in the countries of the Council for Mutual Economic Assistance, as well as the problems of agricultural production created conditions for intensive expansion by foreign companies which are actively conquering the domestic market. However, the foreign samples have a high cost with a low adaptation to the conditions of the regions of the Russian Federation and the lack of proper service maintenance. The question of the necessity to create the domestic universal caterpillar tractor was raised in the article, and the prerequisites for its creation are propounded. The necessity to expand the scope of application the tractor was discussed. The tractor's potential competitive advantages in comparison with foreign analogues are pointed out, including the aggregation with a wide range of machines and implements, adjustable track, the ability to move along the different types of roads, improved maneuverability, economy and environmental friendliness, the possibility of stepless speed regulation and etc. The assumed technical solutions for the main units and systems of the tractor are described, including a power unit with an adaptation system for operation on liquefied hydrocarbon gas; transmission, containing a full-flow hydrostatic transmission or a double-flow hydrovolume-mechanical transmission with the drive to each side, as well as the drive of power takeoff shafts (front, rear and side); frame; all-season ecologically safe caterpillar chassis with rubber-reinforced tracks and elements of the caterpillar track on the basis of polymer-composite materials; a modern and comfortable cabin with a steering column. The prospective indicators of economic efficiency from the application of the tractor, as well as the prospects of further equipping the tractor with remote and autonomous control systems are pointed out.

Keyword: caterpillar tractor, power unit, engine adaptation system, liquefied hydrocarbon gas, full-flow hydrostatic transmission, double-flow hydrovolume-mechanical transmission, power takeoff shaft, caterpillar chassis, rubber-reinforced tracks, steering column.

Введение

Сегодня в РФ реализуется «Государственная программа развития сельского хозяйства и регулирования рынков сельскохозяйственной продукции, сырья и продовольствия на 2013–2020 гг.», Указ Президента РФ № 350 от 21 июля 2016 г. «О мерах по реализации государственной научно-технической политики в интересах развития сельского хозяйства» и Стратегия развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2030 г., где предусматривается развитие производства, селекции и семеноводства сельскохозяйственных культур.

Данные мероприятия нацелены на разрешение следующих проблем: низкая производительности сельскохозяйственных работ; пониженной урожайности культур и высокой себестоимости производства сельхозпродукции.

Незаменимыми для решения данных проблем являются универсальные и универсально-пропашные гусеничные тракторы класса 2...3. В СССР ежегодно выпускалось более 120 тыс. таких машин. Сегодня же в РФ практически утрачен опыт создания машин такого типа, т.к. ранее они производились в странах Совета экономической взаимопомощи. Имеющаяся в распоряжении отечественных сельхозтоваропроизводителей техника морально устарела и давно выработала ресурс. Так, с 1990 по 2015 г. количество гусеничных сельскохозяйственных тракторов класса 2 и 3 в отечественном парке снизилось с 45,70 до 0,16 тыс. ед. и с 338,30 до 3,88 тыс. ед., соответственно [1, 2]. Представленные на рынке зарубежные образцы имеют высокую стоимость и в полной мере не адаптированы к почвенно-климатическим условиям регионов РФ. Кроме того, отсутствуют их надлежащее сервисное обслуживание.

По данным Росстата и Минсельхоз РФ об основных показателях АПК, в 2015 г. количество тракторов уменьшилось в 6 раз (до 233 тыс. ед.); годовой спрос на тракторы сократился в 25 раз (до 7 тыс. ед.), загрузка по количеству операций, выполняемых одной машиной, выросла в 2,6 раза, спрос на тракторы превышает предложение в 2,5 раза (449 тыс. ед.), потребность в гусеничных тракторах – более 60 тыс. ед., потребность в тракторах класса 2 – более 200 тыс. ед. При этом выпуск гусеничных тракторов класса 2 в РФ отсутствует.

Более того, при ежегодном увеличении площадей обработки пашни до 90 млн га и условии выполнения всех работ в агротехнические

сроки к 2020 г. потребуется не менее 900 тыс. ед. тракторов класса 0,6...8. Наряду с энергонасыщенными тракторами крайне необходимы машины, способные работать в специфических условиях, в т.ч. зонах рискованного земледелия, характеризующихся повышенной влажностью и низкой несущей способностью почв, что требует снижения вредного воздействия ходовых систем машин на почву и корневую систему растений. Особенно это актуально при возделывании пропашных культур, риса, овощей, продукции садоводства и виноградарства.

Цель исследования

Целью исследования является разработка предпосылок создания отечественного универсального гусеничного трактора (УТ) класса 2...3 для нужд современного сельского хозяйства.

Материалы и методы

Для выявления потребности отечественных сельхозтоваропроизводителей в УТ проведен анализ сведений Минсельхоз РФ, Росстата и других источников с учетом тенденций развития мирового сельского хозяйства.

При разработке предпосылок создания УТ проведен обзор и анализ зарубежного и отечественного опыта конструирования, расчета, испытаний и эксплуатации тракторов, их агрегатов и систем, в том числе и опыт авторов.

Прототипом отечественного УТ можно считать универсально-пропашной трактор Т-70 класса 2 (его свекловичная и виноградниковая модификации) производства АО «ТЗ «TRACOM» (бывший «Кишиневский тракторный завод»).

Предпосылки создания отечественного универсального гусеничного трактора

Предполагаемый к созданию УТ в соответствии с общим определением [3] предназначен для выполнения работ общего назначения (предпосевная обработка почвы), посева и ухода за посевами.

Однако при создании трактора необходимо предусматривать выполнение им и дополнительных операций в других сферах сельскохозяйственного производства, таких как:

- растениеводство: возделывание и уборка низкорастущих культур, работа в садах, питомниках и виноградниках, опрыскивание, внесение удобрений и средств химизации;
- животноводство: работа на животноводческих предприятиях и хозяйствах;
- коммунальные и дорожные работы;

- строительные и землеройные работы;
- транспортные и погрузочно-разгрузочные работы.

Применение гусеничного движителя на УТ обусловлено необходимостью работы в различных агрозонах и почвенно-климатических условиях РФ. Только гусеничный трактор может эффективно работать на весеннем закрытии влаги и подкормке растений, в рисовых чеках и уборке в весенне-осенний период, в садовых хозяйствах и виноградниках, не повреждая корни многолетних растений.

УТ должен обладать следующими конкурентными преимуществами:

- агрегатирование с широким спектром машин и орудий;
- оптимальные габаритные характеристики, в том числе дорожный и агротехнический просвет от 460 мм и регулируемая в пределах 1350...2000 мм колея, применение гусениц различной ширины (200...400 мм), что обеспечит возможность работы в междурядьях 450...900 мм, а также в ограниченном пространстве;
- минимальное давление на почву и корневую систему растений (до 60 кПа);
- возможность движения по дорогам с усовершенствованным покрытием без его повреждения и разрушения;
- улучшенная маневренность – радиус поворота вокруг центра масс машины;
- экономичный и экологичный двигатель мощностью не более 100 л.с.;
- возможность бесступенчатого регулирования скорости и тягового усилия;
- диапазон скоростей 0...45 км/ч и тяговых усилий 0...25 кН;
- улучшенная плавность хода машины и пониженная вибронегативность;
- эргономичное и комфортабельное рабочее пространство, соответствующее современным

нормам безопасности и условиям труда оператора;

- управление движением машины автомобильного типа;
- возможность оснащения машины системами дистанционного и автономного (программного) управления.

УТ должен отвечать современным тенденциям развития сельскохозяйственного машиностроения и производства, в том числе по своим узлам, агрегатам и системам. Поэтому при проектировании необходимо сделать упор на использование в конструкции сверхлегких и сверхпрочных полимерно-композитных материалов (ПКМ), оснащение навигационными, электронными системами и техническим зрением, переход на альтернативные виды топлив, комплектацию системами дистанционного и автономного (программного) управления, создание комплекса взаимозаменяемых робототехнических средств на базе трактора.

Дизайн-проект перспективного трактора приведен на рис. 1. Предварительные технические характеристики модельного ряда перспективных тракторов приведены в табл. 1.



Рис. 1. Дизайн-проект перспективного сельскохозяйственного трактора

Таблица 1

Технические характеристики модельного ряда перспективных тракторов

Тяговый класс	0,6 (0,9)	1,4	2,0
Мощность двигателя, л.с. (кВт)	30...54 (22...40)	45...79 (33...58)	56...130 (41...94)
Полная масса, кг	1500...2500	2500...3670	3670...5510
Максимальная транспортная скорость, км/ч	до 30	до 40	до 45
Клиренс, мм	от 460	от 460	от 460
Габаритные размеры (д/ш/в), мм	2200/1500/2200	3000/1550/2400	3500/1650/2600
Область применения	Селекция и семеноводство	Садоводство, виноградарство, овощеводство, животноводство	Картофелеводство, свекловодство, работы общего назначения

Силовая установка

На тракторе-прототипе установлен рядный 4-цилиндровый дизельный двигатель (ДВС) Д-241 или Д-243 с непосредственным впрыском производства ОАО «ММЗ» мощностью 75 и 81 л.с., соответственно. При создании отечественно УТ возможно использовать подобный ДВС производства РФ или СНГ, в том числе с системой Common Rail. Выходные параметры ДВС необходимо подбирать в зависимости от расчетной максимальной массы УТ и перечня выполняемых технологических операций. Учитывая наличие тенденции к снижению массы УТ за счет упрощения механической части трансмиссии и применения в узлах и агрегатах УТ в целом сверхлегких и сверхпрочных ПКМ, ориентировочная мощность ДВС составит не более 100 л.с.

Перспективным направлением в двигателестроении является мультитопливность или перевод ДВС на альтернативные виды топлива.

Поэтому тракторные силовые установки целесообразно оснащать системами их адаптации для работы на альтернативных видах топлива. Образец такой системы, адаптирующей дизельный ДВС для работы на сжиженном углеводородном газе (СУГ) или газодизельной смеси по газодизельному процессу, разработан ФГБНУ ФНАЦ ВИМ. Общее устройство (рис. 2) и принцип работы системы, а также ре-

зультаты стендовых испытаний на ДВС Д-243 приведены в работе [4].

Основными преимуществами системы адаптации ДВС для работы на СУГ являются: стоимость СУГ вдвое меньше по сравнению с дизельным топливом; экологичность газомоторного топлива. Расчеты показывают, что цена 1 кВтч энергии, полученного от использования СУГ, в 2,4 раза меньше по сравнению с дизельным топливом [5].

Более того, по прогнозу к 2030 г. в РФ в результате реализации программ по утилизации попутных нефтяных газов и освоения месторождений этаносодержащего газа объем производства СУГ может составить 30 млн т.

Трансмиссия, гидропривод и система непосредственного управления

Отличительной особенностью УТ должна быть высокая маневренность, плавность и точность маневрирования с целью вписываемости в границы защитных зон, а рабочих органов – в обрабатываемые области сельхозкультур.

Механизмы поворота подавляющего большинства тракторов содержат бортовые фрикционы, растормаживая которые, происходит поворот машины [3]. Их недостатком является отсутствие плавности поворота и зависимость фиксированного радиуса поворота от рельефа опорной поверхности.

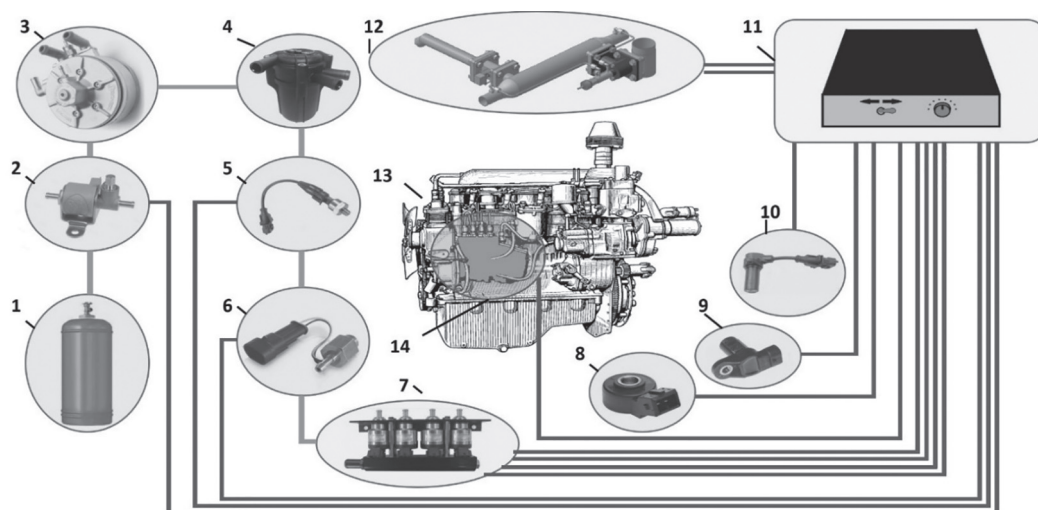


Рис. 2. Оборудование для адаптации дизельного двигателя к работе на сжиженном углеводородном газе:

- 1 – баллон газовый; 2 – клапан подачи газа; 3 – газовый редуктор-испаритель; 4 – газовый фильтр;
- 5 – датчик давления; 6 – датчик температуры; 7 – рампа с клапанами распределенной подачи;
- 8 – датчик детонации; 9 – датчик фазовой отметки газораспределительного механизма; 10 – датчик положения коленчатого вала; 11 – электронный блок управления; 12 – система рециркуляции отработавших газов с управляемой заслонкой; 13 – двигатель; 14 – топливный насос высокого давления с электронным управлением рейкой

Этим недостаткам в меньшей степени подвержены бесступенчатые гидрообъемные механизмы поворота. Они содержат регулируемый гидронасос, нерегулируемый гидромотор, арматуру и механическое дифференциальное звено, замыкающее на себе оба борта машины и позволяющее проводить рекуперацию мощности между ними при участии принудительного силового воздействия со стороны гидромотора [3]. Применение такой схемы требует усложнения конструкции заднего моста и повышения мощности ДВС.

Достоинства и перспективы применения механических трансмиссий с комбинированными коробками передач отражены в ряде работ [3, 6, 7]. При явных преимуществах механических трансмиссий, в том числе высоком КПД, их применение на УТ ограничивается усложнением конструкции в виду применения рулевой колонки. Это потребует создания развитой гидросистемы управления трансмиссией, в том числе коробкой передач, механизмом поворота, а также их сервоприводами и усилителями.

Рабочим вариантом для УТ может быть принята трансмиссия, включающая нормально замкнутое сцепление; двухдиапазонную коробку передач, обеспечивающую работу бортовых гидрообъемных передач (ГОП) в зонах наибольшего КПД; редуктор для согласования ДВС и ГОП; две бортовые ГОП, выполненные по раздельно агрегатной схеме, или гидрообъемные механические передачи (ГОМП); рабочую и стояночную тормозную систему; карданные передачи и двухступенчатые редукторы для привода валов отбора мощности. Причем валы отбора мощности предполагается вывести по одному на каждую сторону машины (фронтальный, задний и боковые) для возможности агрегатирования перспективного трактора с широким спектром машин и орудий.

Получить полноценную трансмиссию предполагается за счет применения побортно полнопоточной ГОП или двухпоточной ГОМП [3, 7, 8], в том числе с отдельным потоком мощности на каждый борт. При этом за счет совместного управления гидромашинами каждого борта можно бесступенчато изменять скорость, тяговое усилие и направление движения УТ. Кроме того, это обеспечит минимальный радиус поворота машины – вокруг центра масс.

Несмотря на низкий КПД ГОП, производительность трактора при прочих равных условиях повышается на 16...30 % [8]. ГОМП при

тех же преимуществах позволяет сохранить уровень КПД в пределах 90 %.

Вариант такой трансмиссии представлен на рис. 3.

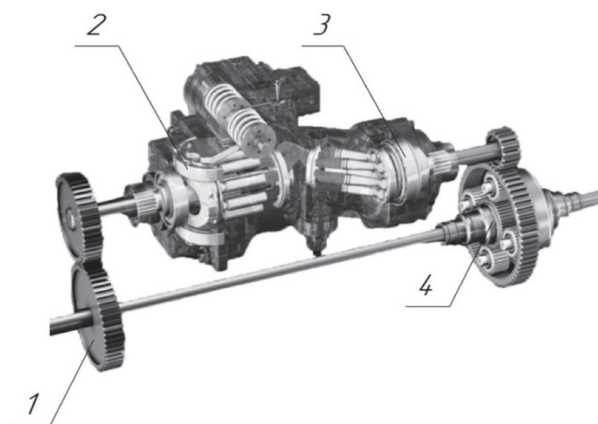


Рис. 3. Вариант гидрообъемной механической трансмиссии:

- 1 – входной вал с согласующим редуктором;
2 – регулируемый гидронасос; 3 – нерегулируемый гидромотор; 4 – суммирующий планетарный ряд с выходным валом

Применение ДВС, адаптированного к работе на СУГ, позволит значительно снизить затраты на топливо, что позволит компенсировать низкий КПД ГОП.

Ходовая и несущая система

Для УТ целесообразно создание рамного остова, обеспечивающего возможность размещения на нем всех узлов, агрегатов и систем машины, а также разработка всесезонной и экологически безопасной гусеничной ходовой системы (ГХС), оснащенной резиноармированными гусеницами (РАГ), а также элементами гусеничного обвода на основе ПКМ.

Вариант такой ГХС представлен на рис. 4.

Применение РАГ в составе сельскохозяйственных тракторов обосновано полномасштабными эксплуатационными испытаниями трактора Агромаш-150 ТГ, включая тяговые испытания, исследования уровня шума, вибронегруженности и уплотняющего воздействия на почву [9, 10]. Достоинства ГХС с РАГ представлены в таблице 2, на рис. 5 и описаны в ряде работ [3, 9–14].

Важной отличительной особенностью перспективной ГХС является необходимость плавного изменения колес до 2 000 мм за счет применения силового гидропривода, что позволит приспособить УТ под определенные междура-

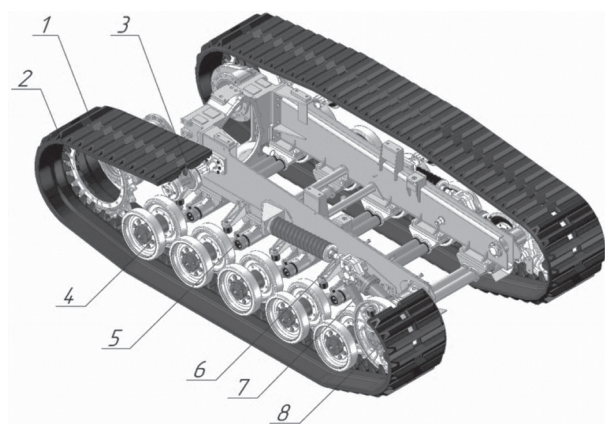
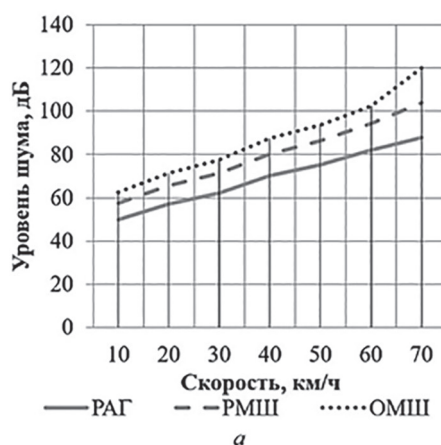


Рис. 4. Вариант гусеничной ходовой системы с резиноармированными гусеницами и элементами обвода на основе ПКМ:

1 – РАГ; 2 – узел привода с ведущим колесом; 3 – поддерживающий ролик в сборе; 4 – опорный каток в сборе; 5 – узел индивидуальной торсионной подвески в сборе; 6 – амортизационно-натяжное устройство в сборе; 7 – амортизатор подвески крайнего опорного катка; 8 – направляющее колесо с кривошипом в сборе



для в условиях эксплуатации. Также целесообразно использование РАГ различной ширины для работы в междурядьях различных культур.

При проектировании ГХС с РАГ следует обратить внимание на узел привода, гусеничное зацепление в частности, т.к. существенные конструктивные различия РАГ и металлических серийных гусениц, такие как наличие продольной податливости и отсутствие шарнирных соединений, вызывают кинематическое несоответствие и нарушение работоспособности зацепления (вибрационные и ударные нагрузки, износ зубьев от трения скольжения) [13, 14]. Данная особенность характерна преимущественно для цевочного типа зацепления.

В последнее время широкое распространение получают конструкции комбинированного, в частности гребнево-фрикционного зацепления с РАГ, где 20...30 % крутящего момента передается трением.

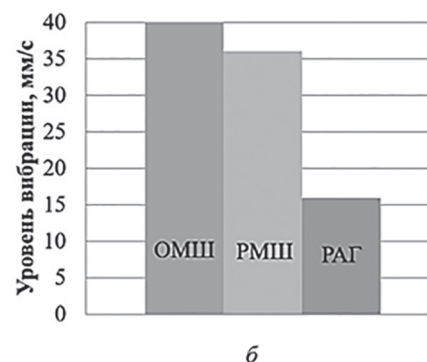


Рис. 5. Сравнение эксплуатационных показателей трактора с РАГ и серийными металлическими гусеницами:
а – уровень шума; б – уровень вибрации; ОМШ – гусеница с открытым металлическим шарниром; РМШ – гусеница с резинометаллическим шарниром; РАГ – резиноармированная гусеница

Таблица 2

Преимущества ГХС с РАГ

Общие	Для сельскохозяйственных тракторов и комбайнов
Высокий ресурс и надежность (до 6000 моточасов)	Равенство тяговых показателей машины с РАГ, в том числе КПД, в зоне номинальных тяговых усилий
Низкий уровень шума и вибрации в эксплуатации	Снижение уровня виброускорений на сидении оператора (ГОСТ 12.2.019-86) в 1,86 раз
Асфальтоходность	Снижение вибронагруженности кабины при работе с тягой на крюке в 2...3 раза
Малое уплотняющее воздействие на почву – повышенная проходимость	Снижение уровня шума в кабине на 4...16 дБА, что соответствует уровню шума трактора на стоянке. Снижение уровня шума вне кабины во всех полосах частот
Возможность установки вместо звенчатых металлических гусениц РАГ без изменения конструкции ходовых систем	Снижение уровня уплотняющего воздействия на почву по максимальному давлению (ГОСТ 26955-86) в среднем в 2 раза. Возможность выхода машины в поле в условиях повышенной влажности

Для обеспечения оптимального усилия предварительного статического натяжения РАГ и ее предохранения от многократных перегрузок в конструкции ГХС необходимо предусматривать амортизационно-натяжное устройство (АНУ).

В настоящее время широкое распространение получают АНУ гидравлического или электрогидравлического типа с автоматизированной системой управления натяжением гусеницы [15]. Они позволяют создать и поддерживать оптимальную величину усилия предварительного статического натяжения индивидуально на каждом борту машины, поглощать толчки и удары при движении машины в зависимости от действующих силовых факторов, режимов работы и направления движения машины, а также от дорожных условий. Гидросистему АНУ наряду с приводом механизма изменения колес целесообразно интегрировать в гидросистему машины.

Улучшенной плавности хода возможно достичь за счет применения системы подрессоривания независимого (индивидуальной торсионной) или зависимого (балансирных кареток) типа с применением упругих элементов на основе ПКМ. При этом также необходимо обеспечить приспособляемость ГХС под рельеф местности.

Кабина, условия труда, обивка и оперение

Установка рулевой колонки в УТ позволит наряду с плавностью поворота снизить утомляемость и обеспечить комфорт, присущий колесным тракторам.

Более того, это позволит вынести всю информацию на приборную панель, не ухудшив обзорности кабины. Органы управления коробкой передач, клапанами гидрораспределителей навесного устройства и пр. следует вынести на приборную панель рулевой стойки, обеспечив удобство управления в процессе движения.

Кабина должна иметь панорамный обзор. Сиденье оператора должно быть оснащено отдельной пневматической подвеской. Должны быть установлены все системы обеспечения комфорта, в т.ч. система климат-контроля.

Результаты и обсуждение

Создание УТ позволит обеспечить:

- повышение производительности сельскохозяйственных работ в 2...3 раза;
- увеличение урожайности культур в среднем на 15...35 %;

– снижение себестоимости сельскохозяйственной продукции на 25...30 %;

– повышение конкурентоспособности сельскохозяйственной продукции;

– уменьшение расходов на закупку дополнительного оборудования, обслуживание и ремонт техники;

– уменьшение вредного воздействия ходовых систем на почву и выбросов отработавших газов в атмосферу.

В дальнейшем необходимо предусмотреть возможность установки систем дистанционного и автономного (программного) управления.

При этом на сегодняшний день реально достичь уровня локализации производства на территории РФ до 65 %.

Выводы

УТ, помимо перечисленного, позволит обеспечить:

– освоение отечественными сельхозтоваропроизводителями на промышленной основе с дальнейшим расширением производства овощных, пропашных и др. не возделываемых сегодня культур;

– повысить конкурентоспособность сельскохозяйственной продукции по соотношению цена/качество;

– уменьшить расходы на закупку дополнительного оборудования, на обслуживание и ремонт техники, а также на восстановление поврежденной экосистемы, в том числе репродуктивных свойств переуплотненной почвы;

– отечественные крестьянские и фермерские хозяйства базовой машиной, адаптированной под их специфические нужды.

К слову, концепция отечественного гусеничного трактора разрабатывалась еще в НАТИ с 1980-х годов и нашла свое отражение в работе К.И. Городецкого, В.Н. Шарипова, С.К. Муратова [16]. Настоящая работа выполнена в развитии данной концепции.

Литература

1. Кряжков В.М., Годжасв З.А., Шевцов В.Г., Гурылев Г.С., Лавров А.В. Парк тракторов: состояние и направления развития // Сельский механизатор. 2015. № 9. С. 3–5.
2. Шевцов В.Г., Лавров А.В. База данных «Количественно-возрастной состав парка свободных тракторов сельскохозяйственных организаций Российской Федерации по годам (за период с 1990 по 2009 г.)» // Ресурсосберегающие техно-

- логии и техническое обеспечение производства зерна: сб. докл. Межд. науч.-техн. конф. М.: ВИМ, 2010. С. 392–396.
3. Шарипов В.М., Апельинский Д.В., Арустамов Л.Х. и др. Тракторы. Конструкция / под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Машиностроение, 2012. 790 с.
 4. Савельев Г.С., Кочетков М.Н., Овчинников Е.В., Уютов С.Ю. Определение экономически целесообразного вида газомоторного топлива для мобильной сельскохозяйственной техники // Агропанорама. 2016. № 3. С. 26–29.
 5. Савельев Г.С., Кочетков М.Н., Овчинников Е.В. Комплексное использование газомоторного топлива в сельскохозяйственном производстве // Инновационное развитие АПК России на базе интеллектуальных машинных технологий: сб. научн. докл. Межд. науч.-техн. конф. М., 2014. С. 136–140.
 6. Крючков В.А. Методы оценки нагруженности инерционных синхронизаторов в коробке передач трактора с фрикционными муфтами: дис. ... канд. техн. наук. М., 2012. 189 с.
 7. Шарипов В.М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов. М.: МГТУ «МАМИ», 2002. 300 с.
 8. Городецкий К.И., Крумбольдт Л.Н., Щельцын Н.А. Конструирование и расчет составных частей объемного гидропривода / под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: МАМИ, 1994. 139 с.
 9. Купрюнин Д.Г., Щельцын Н.А., Бейненсон В.Д., Федоткин Р.С., Белый И.Ф., Ревенко В.Ю. Экспериментальное исследование сравнительных показателей гусеничных движителей сельскохозяйственных тракторов // Известия МГТУ «МАМИ». 2016. № 3 (29). С. 16–24.
 10. Ревенко В.Ю., Купрюнин Д.Г., Бейненсон В.Д., Федоткин Р.С., Белый И.Ф., Веселов Н.Б., Зверев Н.В. Оценка воздействий на почву трактора ВТ-150 с различными типами гусеничных движителей // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 9. С. 30–33.
 11. Федоткин Р.С. Расчетно-экспериментальные методы оценки нагруженности и долговечности резиноармированных гусениц сельскохозяйственных тракторов: дис. ... канд. техн. наук. М., 2015. 204 с.
 12. Федоткин Р.С., Бейненсон В.Д., Крючков В.А., Шарипов В.М., Щетинин Ю.С. Резиноармированные гусеницы сельскохозяйственных тракторов. Жесткость при растяжении и изгибе // Известия МГТУ «МАМИ». 2016. № 2 (28). С. 32–38.
 13. Федоткин Р.С., Крючков В.А., Бейненсон В.Д., Парфенов В.Л. Методика проектирования ведущих колес цевочного зацепления с резиноармированными гусеницами тяговых и транспортных машин // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 3. С. 24–32.
 14. Шарипов В.М., Федоткин Р.С., Крючков В.А., Богданов К.А., Волков П.И. Экспериментальная проверка достоверности методики проектирования ведущих колес цевочного зацепления с резиноармированными гусеницами // Известия МГТУ «МАМИ». 2017. № 3 (33). С. 76–81.
 15. Шарипов В.М., Городецкий К.И., Федоткин Р.С., Бульбутенко С.С., Бейненсон В.Д., Купрюнин Д.Г., Овчаренко А.С. Гидрофицированное натяжное устройство: патент на полезную модель, Российская Федерация. Опубл. 10.10.2014, Бюл. № 28.
 16. Городецкий К.И., Шарипов В.М., Муратова С.К. Развитие концепции создания гусеничного сельскохозяйственного трактора // Леса России и хозяйство в них. 2012. № 1–2. С. 31–32.

References

1. Kryazhkov V.M., Godzhaev Z.A., Shevtsov V.G., Gurylev G.S., Lavrov A.V. Park of tractors: state and development trends. Sel'skiy mekhanizator. 2015. No 9, pp. 3–5 (in Russ.).
2. Shevtsov V.G., Lavrov A.V. Database «Quantitative and age composition of the park of free tractors of agricultural organizations of the Russian Federation by years (for the period from 1990 to 2009)». Resursosberegayushchie tekhnologii i tekhnicheskoe obespechenie proizvodstva zerna: sb. dokl. Mezhd. nauch.-tekhn. konf. [Resource-saving technologies and technical support of grain production: collection of scientific papers of the International scientific and technical conference] Moscow: VIM Publ., 2010, pp. 392–396 (in Russ.).
3. Sharipov V.M., Apelinskiy D.V., Arustamov L.Kh. i dr. Traktory. Konstruktsiya [Tractors. Construction]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2012. 790 p.
4. Savel'ev G.S., Kochetkov M.N., Ovchinnikov E.V., Uyutov S.Yu. Determination of an economically reasonable type of gas engine fuel for mobile agricultural vehicle. Agropanorama. 2016. No 3, pp. 26–29 (in Russ.).
5. Savel'ev G.S., Kochetkov M.N., Ovchinnikov E.V. Complex use of gas engine fuel in agricultural production. Innovatsionnoe razvitie APK Rossii na baze intellektual'nykh mashinnykh tekhnologiy: sb. nauchn. dokl. Mezhd. nauch.-tekhn. konf. [Innovative development of the agro-industrial complex of Russia on the basis of intelligent machine technol-

- ogies: collection of scientific papers of the International scientific and technical conference] Moscow, 2014, pp. 136–140 (in Russ.).
6. Kryuchkov V.A. Metody otsenki nagruzhennosti inertsiionnykh sinkhronizatorov v korobke poredach traktora s friktsionnymi muftami: dis. ... kand. tekhn. nauk [Methods for estimating the loading of inertial synchronizers in the tractor's gear box with friction clutches: dissertation for a degree of the candidate of technical sciences]. Moscow, 2012. 189 p.
 7. Sharipov V.M. Proektirovanie mekhanicheskikh, gidromekhanicheskikh i gidroob"emnykh peredach traktorov [Design of mechanical, hydromechanical and hydrostatic gear boxes of tractors]. Moscow: MGTU «MAMI» Publ., 2002. 300 p.
 8. Gorodetskiy K.I., Krumbol'dt L.N., Shchel'tsyn N.A. Konstruirovanie i raschet sostavnykh chastey ob"emnogo gidroprivoda [Design and calculation of the components of the volumetric hydraulic drive]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow: MAMI Publ., 1994. 139 p.
 9. Kupryunin D.G., Shchel'tsyn N.A., Beynenson V.D., Fedotkin R.S., Belyy I.F., Revenko V.Yu. Experimental investigation of comparative indicators of caterpillar propulsion units of agricultural tractors. Izvestiya MGTU «MAMI». 2016. No 3 (29), pp. 16–24 (in Russ.).
 10. Revenko V.Yu., Kupryunin D.G., Beynenson V.D., Fedotkin R.S., Belyy I.F., Veselov N.B., Zverev N.V. Assessment of impacts on the soil of the tractor VT-150 with different types of caterpillar track movers. Traktory i sel'khoz mashiny. 2014. No 9, pp. 30–33 (in Russ.).
 11. Fedotkin R.S. Raschetno-eksperimental'nye metody otsenki nagruzhennosti i dolgovechnosti rezino-armirovannykh gusenits sel'skokhozyaystvennykh traktorov: dis. ... kand. tekhn. nauk [Calculation-experimental methods for an assessment of the loading and longevity of rubber-reinforced caterpillars of agricultural tractors: dissertation for a degree of the candidate of technical sciences]. Moscow, 2015. 204 p.
 12. Fedotkin R.S., Beynenson V.D., Kryuchkov V.A., Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S. Rubber-reinforced caterpillars of agricultural tractors. Stiffness under tension and bending. Izvestiya MGTU «MAMI». 2016. No 2(28), pp. 32–38 (in Russ.).
 13. Fedotkin R.S., Kryuchkov V.A., Beynenson V.D., Parfenov V.L. The method of designing the pin gearing driving wheels with rubber-reinforced caterpillars of traction and transport vehicles. Traktory i sel'khoz mashiny. 2017. No 3, pp. 24–32 (in Russ.).
 14. Sharipov V.M., Fedotkin R.S., Kryuchkov V.A., Bogdanov K.A., Volkov P.I. Experimental verification of the reliability of the method of designing driving wheels of pin gearing with rubber-reinforced caterpillars. Izvestiya MGTU «MAMI». 2017. No 3 (33), pp. 76–81 (in Russ.).
 15. Sharipov V.M., Gorodetskiy K.I., Fedotkin R.S., Bul'butenko S.S., Beynenson V.D., Kupryunin D.G., Ovcharenko A.S. Gidrofitsirovanoe natyazhnoye ustroystvo [Hydraulic tensioner]: patent na poleznuyu model', Rossiyskaya Federatsiya. Opubl. 10.10.2014, Byul. No 28.
 16. Gorodetskiy K.I., Sharipov V.M., Muratova S.K. Development of the concept of a caterpillar agricultural tractor creation. Lesa Rossii i khozyaystvo v nikh. 2012. No 1–2, pp. 31–32 (in Russ.).

ВЫБОР РЕЖИМОВ УСКОРЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

SELECTION OF ACCELERATED TEST MODES FOR THE HEAD OF CYLINDER OF THE AUTOMOBILE DIESEL ENGINE

**А.Н. ГОЦ, д.т.н.
В.С. КЛЕВЦОВ**

Владимирский государственный университет
им. А.Г. и Н.Г. Столетовых, Владимир, Россия, hotz@mail.ru

**A.N. GOTS, DSc in Engineering
V.S. KLEVTSOV**

Vladimir State University named after Alexander and Nikolay
Stoletovs, Vladimir, Russian Federation, hotz@mail.ru

Рассмотрены возможности прогнозирования долговечности головок цилиндров автомобильных дизелей на стадии проектирования и доводки их до заданных показателей, особенно по надежности. Поскольку дизели в эксплуатации работают на неустановившихся режимах, то основная нагрузка – не только механическая, но и тепловая. При этом она возникает при изменении режимов работы дизеля. Наиболее нагруженными сечениями в головке цилиндров являются перемычки между впускными и выпускными клапанами, а также перемычки между отверстиями под форсунку и впускным или выпускным каналами. Под действием тепловой нагрузки в сечениях головки цилиндров возникают сначала искажения кристаллической решетки, что приводит к появлению по какому-то направлению, в котором действуют наибольшие касательные напряжения, надрывов, постепенно переходящих под действием переменных напряжений в трещину. Когда полная накопленная поврежденность достигает некоторой критической величины, а трещина существенно ослабляет поперечное сечение, происходит усталостное разрушение. Для обеспечения надежности дизеля в эксплуатации необходимо выбрать такие методы расчета и испытаний, которые обеспечили бы заданную долговечность головки цилиндров. Поскольку проверка надежности в эксплуатации занимает значительное время, то для сокращения сроков испытаний используют ускоренные испытания. Рассмотрено место, занимаемое ускоренными испытаниями в проектировании дизелей, а также последовательность формирования их программы. Показано, что на практике возможно достижение лишь некоторой степени изменения технического состояния головки цилиндров, обусловленной степенью полноты учета взаимодействующих эксплуатационных нагрузок и их искажения при воспроизведении на испытательном оборудовании. Предложены возможные режимы испытания головок цилиндров на безмоторном тепловом стенде с целью определения их долговечности. Они соответствуют режимам ускоренных испытаний на надежность дизелей автомобильных двигателей. Рассмотрена проблема сходимости результатов при ускоренных испытаниях и данных, полученных в эксплуатационных условиях.

Ключевые слова: головка цилиндров, дизель, тепловая нагрузка, надежность, трещина, ускоренные испытания.

The possibilities of a prediction of the heads of cylinder durability of the automotive diesel engines at the design stage and their completion to specified parameters, especially for reliability are considered. Since diesel engines operate in the unsteady modes, the main load is not only mechanical, but also thermal. At that, it occurs when the operating modes of the diesel engine change. The most loaded sections in the cylinder head are the bridges between the inlet and exhaust valves, as well as the bridges between the nozzle holes and inlet and exhaust valves. Under the influence of the thermal load, the distortions of the crystal lattice appear in the sections of the cylinder head at first, which leads to the appearance in some direction in which the greatest tangential stresses act, tears, gradually change under the influence of alternating stresses in the crack. When the total accumulated damage reaches a certain critical value, and the crack substantially weakens the cross section, fatigue failure occurs. To ensure the reliability of the diesel engine in operation, it is necessary to choose such methods of calculation and testing that would ensure a specified durability of the cylinder head. Since the reliability check in operation takes considerable time, that accelerated testing is used to reduce the test time. The place occupied by the accelerated tests in the design of diesel engines, as well as the sequence of the formation of their program are considered. It is shown that in practice it is possible to achieve only a certain degree of change in the technical condition of the cylinder head due to the degree of completeness of the accounting of the interacting operational loads and their distortion during reproduced on the test equipment. Possible modes of testing the cylinder heads on a non-motorized thermal bench are proposed with the aim of a determination their durability. They correspond to the modes of accelerated tests for the reliability of the automobile diesel engines. The problem of convergence of the results at accelerated tests and the data under operating conditions is considered.

Keyword: cylinder head, diesel engine, thermal load, reliability, crack, accelerated tests.

Введение

Рост литровых мощностей двигателей внутреннего сгорания приводит к повышению теплонапряженности деталей, окружающих камеру сгорания, – поршня и головки цилиндров, т.е. повышая энергетические показатели дизелей, необходимо одновременно решать проблему повышения термостойкости головок цилиндров (ГЦ).

При работе двигателей внутреннего сгорания напряжения в сечениях ГЦ изменяются циклически, поэтому от температурных напряжений возможно появление усталостных разрушений. Изменение температурного режима происходит не только в период одного цикла, но и в результате изменения нагрузки, так как дизели работают на неустановившихся режимах [1–3].

Известно, что температурные напряжения в ГЦ дизеля возникают при протекании рабочего процесса. Они относятся к циклическим температурным напряжениям (и соответственно, нагрузкам) высокой частоты. При переходе дизеля с одного режима на другой также меняется тепловая нагрузка, которая относится к нагрузке низкой частоты. Поэтому изменение температуры газов в цилиндре за период цикла (высокочастотное нагружение) вызывают изменение температуры на огневом днище. Но по мере удаления от огневого днища ГЦ температура в ее сечениях постепенно затухает, т.е. влияние высокочастотного нагружения на термические напряжения незначительны [4].

В период пуска, при переходе двигателя с режима на режим по внешней скоростной характеристике, останове возникают низкочастотные тепловые нагрузки. В эксплуатации переход от одного режима к другому составляет от 5 до 15 с, а максимальная температура ГЦ после выхода на заданный режим становится постоянной в течение 180...240 с [5], т.е. низкочастотные нагрузки являются основными, что определяет надежность ГЦ.

Поэтому при определении надежности ГЦ необходимо выбрать такую методику испытаний, подтвержденную при эксплуатационных испытаниях, которая позволила бы спрогнозировать долговечность ГЦ в условиях действия произвольных нагрузок с помощью кривых усталости, полученных при симметричном цикле нагружения.

Известно, что долговечность детали испытывающих нагрузки произвольного спектра, определяется числом циклов нагружения, при

котором происходит усталостное разрушение. Считается, что каждый раз происходит накоплению повреждений (микро- или макротрещин) от каждой нагрузки в отдельности, причем полная поврежденность равна сумме этих повреждений, получаемых под воздействием каждой нагрузки.

Применительно к ГЦ можно считать, что в сечениях, где возникают наибольшие температурные напряжения (обычно это перемычки между отверстиями под форсунку и впускным (выпускным) каналом, перемычки между впускными и выпускными клапанами), появление максимальных касательных напряжений по какому-либо направлению приводит к искажению кристаллической решетки, появлению микротрещин, постепенно переходящих под действием переменных напряжений от макротрещины в трещину. Усталостное разрушение происходит тогда, когда трещина существенно ослабляет поперечное сечение. На рис. 1 показаны характерные трещины на днище головки цилиндров [3].

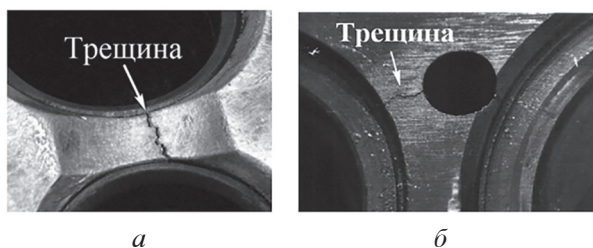


Рис. 1. Характерные трещины в сечениях головки цилиндров:

а – на межклапанной перемычке дизеля 4CH 9,6/10,3 (Toyota 1KZ-T); *б* – на перемычке между отверстием под форсунку и выпускным каналом дизеля 8CH 13/14 (ЯМЗ-238НБ)

Причиной таких отказов могли быть конструктивные ошибки при разработке деталей с целью форсирования дизеля до заданных показателей. Как правило, при этом возникала необходимость увеличить диаметр впускных и выпускных каналов или перейти на четырехклапанную головку цилиндров. Видимо, это и вызывало уменьшения запасов прочности в сечениях ГЦ.

В расчетной модели для определения напряженно-деформированного состояния головки цилиндров необходимо учитывать напряжения и деформации от следующих действующих на нее нагрузок:

– сил давления газов в цилиндре, которые равны максимальному давлению сгорания

p_z на расчетном режиме (для дизеля это, как правило, режим максимального крутящего момента);

- усилий от затяжки шпилек или болтов крепления головки цилиндров (при расчете МКЭ принимается, что усилие вокруг элементов крепления распределяется в пределах «конуса давления») [4];

- усилий, возникающих при установке форсунки;

- радиальных напряжений, возникающих при запрессовке седел и втулок клапанов (определяется в зависимости от натяга);

- вызванных перепадом температур.

Для обеспечения надежности двигателей внутреннего сгорания и его деталей на всех этапах проектирования и изготовления проводятся различного рода испытания, в том числе ускоренные.

Цель исследования

Целью исследования является проведение анализа исследовательских и ускоренных испытаний с целью выбора режимов ускоренных испытаний головки цилиндров автомобильного двигателя.

Место испытаний в проектировании деталей

ГЦ может проектироваться в составе двигателя внутреннего сгорания или отдельно при модернизации базовой конструкции, например, при изменении числа впускных или выпускных клапанов, при изменении конфигурации впускных и выпускных каналов. Покажем упрощенный вариант проектирования ГЦ для определения роли испытаний в системе конструирования (рис. 2).

Представим, что проводятся эксплуатационные испытания новой конструкции двигателя (или модели двигателя). В принципе, эксплуатация есть также процесс испытания машин по их прямому назначению, т.е. испытания в естественных условиях. Полученная потребителем информация об этих испытаниях может вызвать необходимость сформировать новые требования к конструкции или отдельным деталям (например, ГЦ). После этого составляется техническое задание на новую или модернизированную модель. На этом этапе, по существу, представляется описание будущей машины или отдельных ее узлов. Для обоснования предъявленных требований могут про-

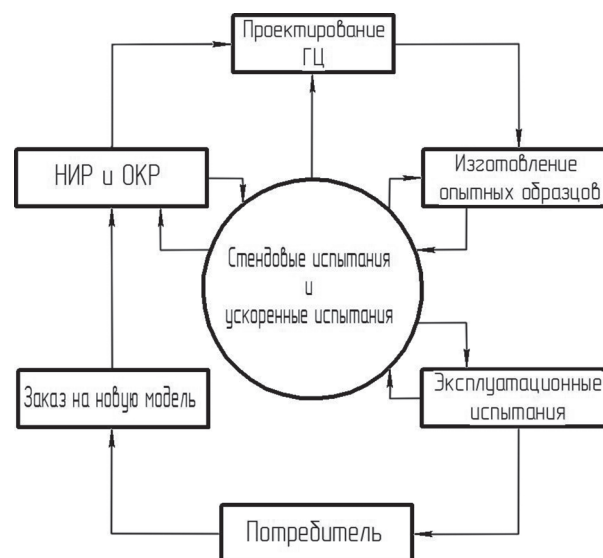


Рис. 2. Испытания на этапах цикла реализации конструкции

водиться испытания на прототипе машины для решения поставленной задачи.

На этапе научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ может проводиться большой объем экспериментальных работ – от уточнения конструкции до испытания опытных образцов разрабатываемой конструкции (см. рис. 1). На этом этапе обращаемся к эксперименту, реализуя информационную обратную связь. Успех на этом этапе в значительной степени определяется испытаниями, поскольку полную и надежную информацию удастся получить экспериментально. Чем раньше будут обнаружены недостатки конструкции, тем дешевле будет их устранение.

После завершения работ на этапе НИР и ОКР переходим к собственно проектированию ГЦ, при этом на этом этапе имеется информационная связь с данными испытаний прототипов, что позволяет своевременно внести изменение в конструкцию.

На этапе изготовления опытных образцов (производство конструкции) также имеется связь с испытаниями и конструированием. Например, при разработке систем впуска и выпуска необходимо провести исследовательские стендовые испытания. Они проводятся по индивидуальным программам и методикам, которые ориентированы на получение требуемой, например, для этого этапа работ научно-технической информации с минимальными затратами трудовых и временных ресурсов. С целью получения экспериментальных данных, сопоставимых с результатами серийных об-

разцов двигателей, при проведении исследовательских работ на моторных стендах методики проведения испытаний и обработки их результатов базируются на соответствующих стандартах. Это позволяет внести своевременно изменение не только в конструкцию, но и улучшить процесс изготовления конструкции.

Таким образом, на этом примере проектирования ГЦ показано, что на всех этапах изготовления конструкции детали или опытного образца изделия наиболее полная информация получается при испытаниях, в том числе ускоренных.

Последовательность формирования программ ускоренных испытаний

Если для получения достаточно надежных сведений о надежности двигателя или его составных частей при работе в условиях нормальной эксплуатации требуется длительное время (для тракторных двигателей 3–4 г.), то нужно найти такой режим работы, чтобы выработка ресурса произошла в более сжатые сроки. При такой более напряженной работе двигателя отказы деталей станут появляться быстрее и удастся получить необходимые сведения о надежности конструкции за более короткий срок. В этом идея методов ускоренных испытаний, которая сама по себе является очень заманчивой. Однако предварительно необходимо изучить, как происходит процесс выработки ресурса в зависимости от жесточесения режима работы. Обычно принимаемая при таких исследованиях гипотеза, что отказы в эксплуатационных условиях и при ускоренных испытаниях происходит одинаково, требует серьезной проверки. Другими словами, необходимо обеспечить автомодельность изменения технического состояния деталей и узлов двигателя при ускоренных и эксплуатационных испытаниях. Достаточно вспомнить, что закон Гука, например, действует в строго ограниченных пределах. Поэтому при проведении ускоренных испытаний в деталях могут появиться остаточные деформации, которые неизбежно приведут к ошибочным результатам при оценке надежности конструкции. Поэтому требуется тщательная проверка причин появления отказов ГЦ при работе двигателя в эксплуатации и при ускоренных испытаниях – по крайней мере, отказы должны быть идентичны и возникать в тех же сечениях. В связи с этим разработка методов ускоренных испытаний

должна быть отнесена к одному из важнейших теоретических и экспериментальных направлений исследований теории надежности.

Формирование программ испытаний целесообразно разделить в два этапа. На первом этапе составляется программа лабораторных исследовательских испытаний, воспроизводящих реальные эксплуатационные нагрузки. Для ГЦ это может быть испытание на безмоторном стенде или при стендовых испытаниях на развернутом двигателе, когда определяются действующие нагрузки или температуры в характерных точках. На втором этапе выбираем условия нагружения с целью сокращения времени наработки на отказ, т.е. циклограммы нагружения при ускоренных испытаниях.

При ускоренных испытаниях не всегда удастся обеспечить такое нагружение, которое характерно при эксплуатации. Известно, температурные напряжения в межклапанной перемычке превосходят напряжения от монтажных нагрузок и от сил давления газов в цилиндре [5, 6]. Кроме того, максимальные напряжения от воздействия тепловых нагрузок и напряжения от давления газов, отстоят друг от друга на $5...20^\circ$ поворота коленчатого вала. Другими словами, нагружение ГЦ газовыми силами и силами, возникающими под действием перепада температур, происходит не одновременно. Это происходит потому, тепло при сгорании в камере сгорания выделяется после ВМТ. На рис. 3 приведена характеристика тепловыделения $\frac{dx}{d\varphi} = f(\varphi)$, а также зависимостей температуры $T = f(\varphi)$ и давления $p = f(\varphi)$ от угла поворота. Здесь x – доля топлива, выгоревшего к данному моменту времени.

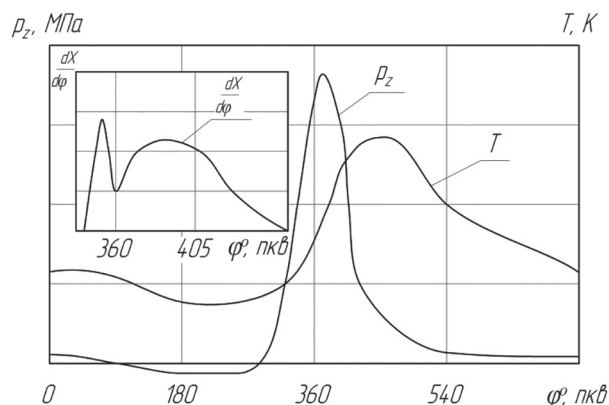


Рис. 3. Диаграмма изменения давления p_z и температуры T в цилиндре 4-тактного ДВС

Температура рабочего тела $T = f(\varphi)$ возрастает в процессе сгорания и достигает максимального значения после момента достижения максимального давления $p_z = f(\varphi)$.

Поэтому первый этап возможен при стендовых испытаниях снятия индикаторной диаграммы двигателя для определения времени протекания максимальной температуры цикла (см. рис. 3). На втором этапе с целью ускорения процесса нагружения ГЦ тепловой нагрузкой определяется цикл нагружения. Обеспечить на безмоторной установке нагружение, аналогичное давлению газов в камере сгорания, не представляется возможным.

Выбор цикла нагружения является главным при ускоренных испытаниях. Так, при выборе цикла термонагружения тракторных дизелей [3] учитывалось, что при выполнении таких наиболее энергоемких сельскохозяйственных работ, как пахота и культивация, нагрузки на детали дизеля непрерывно изменяются в широких пределах, в результате этого ГЦ испытывает переменные нагрузки. Это приводит к резкому росту температур в межклапанных перемычках, при этом уровень температур $T_{\max}$ стабилизируется в течение 2...3 мин после выхода дизеля на заданный режим [3].

Для выбора циклов испытаний ГЦ на безотказность на безмоторном стенде проанализируем принятые циклы нагружений при ускоренных испытаниях дизелей [7]. Среди наиболее

приемлемых можно отметить циклы Komatsu и НАМИ (табл. 1 и 2). Отметим, что опираясь на методику Komatsu в НИКТИД был разработан ОСТ 23.3.21 на методику ускоренных стендовых испытаний тракторных и комбайновых дизелей.

Здесь $n_{xx\min}$ и n_n – частоты вращения вала двигателя, минимальная на режиме холостого хода и номинальная, соответственно; $M_{\text{сmax}}$ – максимальный крутящий момент двигателя.

Анализ приведенных в табл. 1 и 2 циклов показывает, что наибольшую тепловую нагрузку испытывают детали, образующие камеру сгорания, в циклах Komatsu – второй, когда двигатель работает на частоте вращения коленчатого вала на 5 % превышающей номинальную.

Здесь N_n – мощность двигателя на номинальном режиме; $n_{\text{Мемax}}$ – частота вращения вала двигателя при максимальном моменте.

В циклах НАМИ только 2-й и 3-й циклы (см. табл. 2) вызывают наибольшую термонапряженность ГЦ. Это связано с тем, что максимальные температуры могут быть не только на режиме максимального крутящего момента, но и на номинальном.

Поэтому более целесообразно в качестве цикла термонагружения ГЦ дизеля 8ЧН 12/13 на безмоторном стенде следует принять цикл, показанный на рис. 4.

Как показывают расчеты цикла дизеля 8ЧН 12/13, на режиме максимального крутящего

Таблица 1

Циклы испытаний фирмы Komatsu на переменных режимах

№	Длительность циклов, с	Частота вращения коленчатого вала	Значения эффективного крутящего момента
1	30	$1,05 n_{xx\min}$	0
2	300	$1,05 n_n$	$1,05 M_{\text{сmax}}$
3	30	$1,05 n_{xx\min}$	0

Таблица 2

Циклы НАМИ испытаний на безотказность дизелей

№	Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	Мощность, крутящий момент (брутто)		Время, с
		Дизели без наддува	Дизели с газотурбинным наддувом	
1	$n_{xx\min} + 300$	0	0	60
2	$1,05 n_n$	$1,05 N_n$	$1,1 N_n$	300
3	$n_{\text{Мемax}}$	$M_{\text{сmax}}$	$M_{\text{сmax}}$	210
4	$1,15 n_n$	0	0	90
5	$n_{xx\min} + 300$	0	0	60
ИТОГО				720

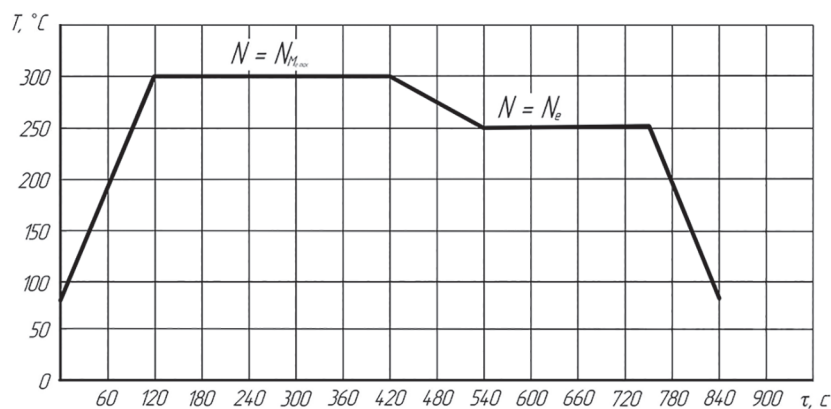


Рис. 4. Диаграмма термонагружения дизеля 8ЧН 12/13

момента при частоте вращения коленчатого вала 1300 мин^{-1} максимальная температура $T_{\text{max}} = 1961 \text{ К}$ цикла возникает при угле поворота кривошипа на угол 30° после ВМТ (см. рис. 2). На номинальном режиме при частоте вращения коленчатого вала 1900 мин^{-1} максимальная температура $T_{\text{max}} = 1763 \text{ К}$ цикла возникает при угле поворота кривошипа на угол 36° после ВМТ. Цикл термонагружения на безмоторном стенде будет переменный: нагрев 120 с, выдержка при постоянной температуре 300 с, охлаждение 120 с и выдержка при постоянной температуре 210 с, при этом нагрев длится 510 с, а охлаждение – 210 с.

Поскольку целью экспериментальных исследований является определение момента возникновения трещины на огневом днище ГЦ после определенного количества циклов нагружения, то при выборе экспериментального образца рационально использовать не всю ГЦ, а лишь часть ее, являющуюся основным элементом, подвергающимся при термоциклическом нагружении разрушению. Это вызвано тем обстоятельством, что для нагрева ГЦ требуется значительное время. Поэтому верхняя часть ГЦ может быть удалена. Кроме того, при испытаниях на безмоторном тепловом стенде появление трещины при определенном цикле нагружений (а не полное разрушение) свидетельствует об отказе [8, 9].

С целью сокращения длительности ускоренных испытаний и интенсификации процессов накопления микротрещин в сечениях ГЦ за счет увеличения уровня напряжений, возникающих в ходе термоциклирования, необходимо выполнить ряд мероприятий, которые позволили бы:

- увеличить частоту нагружения ГЦ (сокращение времени цикла нагружения);

- увеличить температурный градиент в цикле нагружения;

- за счет локального охлаждения в некоторых сечениях увеличить радиальный перепад температуры по огневому днищу ГЦ.

Обеспечение автомодельности изменения технического состояния

При ускоренных испытаниях ГЦ необходимо обеспечить такое нагружение, чтобы изменение температуры в ГЦ (в некоторых характерных точках) было наиболее приближенным к реальным условиям эксплуатации [9, 10]. Для обеспечения этого условия в некоторых сечениях ГЦ необходимо установить термопары. Известно, что автомодельным считается такое изменение технического состояния двух объектов (в нашем случае ГЦ), один из которых установлен на двигателе, а второй – на безмоторной установке. На каждом этапе работы или испытаний ГЦ первой группы должна соответствовать определенному этапу испытаний ГЦ второй группы, т.е. изменения их технического состояния должны быть одинаковы.

На практике возможно достижение лишь некоторой степени автомодельности, обусловленной степенью полноты учета взаимодействующих эксплуатационных нагрузок и их искажения при воспроизведении на испытательном оборудовании. Вообще, обеспечение автомодельности не является строго обязательным условием проведения ускоренных испытаний. Действительно, не заботясь об автомодельности, можно получить, например, распределения температур по огневому днищу, по высоте или по периметру в относительных величинах одинаковыми, как в режимах нормальной эксплуатации, так и при ускоренных испытаниях [10]. Основное преимущество при соблюдении ав-

томодельности состоит в возможности прямой оценки технического состояния ГЦ на каждой стадии их испытаний и перенесения (пересчета) результатов ускоренных испытаний на условия нормальной эксплуатации. Действительно, при ускоренных испытаниях ГЦ на предложенном нами стенде [3, 9] при циклическом нагружении до 3670 циклов на межклапанной перемычке появилась трещина (рис. 5)

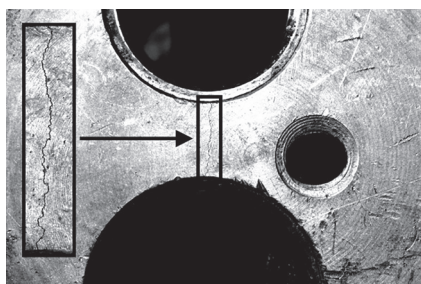


Рис. 5. Трещина на межклапанной перемычке ГЦ, наблюдаемая в ходе эксперимента [3, 9]

Важным средством обеспечения автомодельности является такое формирование программы испытаний, при котором предусматривается не создание средних или максимальных нагрузок, а возможно более полное воспроизведение уровней нагрузок, характерных для реальной эксплуатации. Выявление такого распределения составляет важную часть работ формирования программы ускоренных испытаний.

Оценка сходимости результатов ускоренных испытаний и реальной эксплуатации

При ускоренных испытаниях неизбежна некоторая неполнота учета спектра эксплуатационных нагрузок и их искажение при воспроизведении на безмоторном стенде, а определенные искажения вносятся преднамеренно. Так, при испытании ГЦ на безмоторном стенде не удастся осуществить нагружение силами, аналогичными газовым силам.

Термонагружение ГЦ на безмоторном стенде осуществляется двумя циклами, которые соответствуют работе дизеля на режиме максимального крутящего момента и на номинальном режиме.

Поэтому неперенным условием законного использования результатов ускоренных испытаний является оценка сходимости результатов ускоренных испытаний и реальной эксплуатации. Это можно сопоставить по ре-

зультатам отказов ГЦ цилиндров. Если появление трещин происходит в тех же сечениях и с одинаковым результатом, то можно считать, что напряженно-деформированное состояние ГЦ при ускоренных испытаниях и в эксплуатации идентичное. Другими словами, техническое состояние ГЦ при ускоренных испытаниях можно считать аналогичным в условиях реальной эксплуатации.

Заключение

Проведенный анализ термонагружения головок цилиндров автомобильных дизелей показывает, что для проведения ускоренных испытаний ГЦ на надежность необходимо на основании исследовательских испытаний дизеля выбрать правильные циклы нагружения с целью обеспечения автомодельности технического состояния и сходимости результатов ускоренных испытаний с результатами при реальной эксплуатации.

Литература

1. Биргер И.А. Детерминированные и статистические модели долговечности // Проблемы прочности летательных аппаратов: сборник. Под ред. И.Ф. Образцова, А.С. Вольмира. М.: Машиностроение, 1985. 280 с.
2. Биргер И.А. и др. Конструкционная прочность материалов и деталей газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1981. 221 с.
3. Прыгунов М.П. Исследование и разработка методики оценки долговечности головок цилиндров тракторных дизелей с воздушным охлаждением: дис. ... канд. техн. наук. Владимир, 2013. 177 с.
4. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: справочник. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
5. Орлин А.С., Чайнов Н.Д., Мосин Ю.С. Температурные напряжения в днище головок цилиндров двигателей внутреннего сгорания // Вестник машиностроения. 1970. № 9. С. 13–15.
6. Орлин А.С., Чайнов Н.Д., Тимофеев В.Е. Напряженное состояние алюминиевой головки цилиндра тракторного двигателя // Известия ВУЗов. Машиностроение. 1974. № 12. С. 75–78.
7. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. Машиностроение. Энциклопедия. Двигатели внутреннего сгорания. Т. IV–14; под общ. ред. А.А. Александрова и Н.А. Иващенко. М.: Машиностроение, 2013. 784 с.
8. Гоц А.Н., Клевцов В.С. Прогнозирование долговечности головок цилиндров дизелей // Фунда-

ментальные исследования. 2017. № 10. Вып. 3. С. 429–432.

9. Гоц А.Н., Прыгунов М.П., Французов И.В., Клевцов В.С., Сысоев С.Н. Стенд для исследования теплонапряженного состояния головки цилиндров двигателя внутреннего сгорания: патент на полезную модель № 142963, Российская Федерация. Опубликовано 2014. Бюл. № 19.
10. Гоц А.Н., Клевцов В.С. Ускоренные испытания головок цилиндров дизелей // Международный научно-исследовательский журнал «Успехи современной науки». 2017. № 4. Том 4. С. 150–155.

References

1. Birger I.A. Deterministic and statistical models of the longevity. Problemy prochnosti letatel'nykh apparatov: sbornik [Problems of strength of the aircrafts: collection]. Pod red. I.F. Obraztsova, A.S. Vol'mira. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1985. 280 p.
2. Birger I.A. i dr. Konstruktsionnaya prochnost' materialov i detaley gazoturbinnnykh dvigateley [Structural strength of gas turbine engine materials and parts]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1981. 221 p.
3. Prygunov M.P. Issledovanie i razrabotka metodiki otsenki dolgovechnosti golovok tsilindrov traktornykh dizeley s vozdushnym okhlazhdeniem: dis. ... kand. tekhn. nauk [Investigation and development of a methodology for an assessment the durability of the heads of cylinder of tractor diesel engines with air cooling: dissertation for a degree of the candidate of technical sciences]. Vladimir, 2013. 177 p.
4. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. Raschet na prochnost' detaley mashin: Spravochnik [The strength calculation of machine parts: Handbook]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1993. 640 p.
5. Orlin A.S., Chaynov N.D., Mosin Yu.S. Temperature stresses in the bottom of cylinder head of internal combustion engines. Vestnik mashinostroeniya. 1970. No 9, pp. 13–15 (in Russ.).
6. Orlin A.S., Chaynov N.D., Timofeev V.E. Stress state of the aluminum cylinder head of the tractor engine. Izvestiya VUZov. Mashinostroenie. 1974. No 12, pp. 75–78 (in Russ.).
7. Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. i dr. Mashinostroenie. Entsiklopediya. Dvigateli vnutrennego sgoraniya [Mechanical engineering. Encyclopedia. Internal combustion engines]. T. IV–14; Pod obshch. red. A.A. Aleksandrova i N.A. Ivashchenko. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2013. 784 p.
8. Gots A.N., Klevtsov V.S. Prognostication the durability of cylinder heads of diesel engines. Fundamental'nye issledovaniya. 2017. No 10. Vyp. 3, pp. 429–432 (in Russ.).
9. Gots A.N., Prygunov M.P., Frantsuzov I.V., Klevtsov V.S., Sysoev S.N. Stend dlya issledovaniya teponapryazhennogo sostoyaniya golovki tsilindrov dvigatelya vnutrennego sgoraniya [The bench for the heat stress investigation of the internal combustion engine cylinder head]: patent na poleznuyu model' No 142963, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 2014. Byul. No 19.
10. Gots A.N., Klevtsov V.S. Accelerated tests of cylinder heads of diesel engines. Mezhdunarodnyy nauchno-issledovatel'skiy zhurnal «Uspekhi sovremennoy nauki». 2017. No 4. Vol. 4, pp. 150–155 (in Russ.).

АВТОМАТИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЕМ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ ПРИ ЦЕЛЕУКАЗАНИИ В КООРДИНАТАХ GPS

AUTOMATIC CONTROL OF THE MOVEMENT OF THE CATERPILLAR VEHICLE WITH INTELLIGENT HYDROSTATIC TRANSMISSION FOR TARGET DESIGNATION IN GPS COORDINATES

С.В. КОНДАКОВ, д.т.н.
Н.В. ДУБРОВСКИЙ

Южно-Уральский государственный университет,
Челябинск, Россия, tanksv@mail.ru

S.V. KONDAKOV, DSc in Engineering
N.V. DUBROVSKIY

South Ural State University, Chelyabinsk, Russia,
tanksv@mail.ru

Статья посвящена разработке алгоритма автоматического управления автономным транспортным средством на примере гусеничной машины с бортовой гидростатической трансмиссией. Авторами разработана математическая модель, обладающая научной новизной, получены результаты аналитического решения и физического эксперимента, подтвердившего достоверность модели и работоспособность предложенного алгоритма управления трактором в автоматическом режиме в координатах глобального позиционирования. В модели учтены особенности гидростатического привода, выполненного по бортовой схеме, в том числе механические и объемные потери. Отличительной частью математической модели являются дифференциальные уравнения для промышленного логического контроллера и механизма управления наклонной шайбой аксиально-поршневого регулируемого насоса гидростатической трансмиссии и алгебраические уравнения перевода декартовых координат в координаты глобального позиционирования. Математическая модель реализована в среде программирования VISSIM. Объектом исследования является промышленный трактор ТМ-10 с гидростатической трансмиссией производства завода «ДСТ-Урал» г. Челябинска. Физический эксперимент проведен на опытной модели и показал удовлетворительные результаты. Разработанный алгоритм реализован в среде CoDeSys для промышленного контроллера, управляющего движением серийных тракторов. Расширенная математическая модель позволяет более точно оценить переходные процессы движения в автоматическом режиме. Формирование управляющего воздействия по GPS-координатам открывает новые возможности при решении задачи позиционирования гусеничной машины на открытой местности. Разработанный алгоритм позволяет оценивать время, затраченное на формирование команд микропроцессорными устройствами. Проведенные исследования позволили сформировать новые потребительские свойства промышленному трактору завода «ДСТ-Урал», заключающиеся в появившейся возможности использовании тракторов без оператора в условиях вредных или опасных для человека.

Ключевые слова: автоматическое управление движением, гидростатическая трансмиссия, промышленный контроллер, координаты глобального позиционирования.

The article is devoted to algorithmizing the control of an autonomous vehicle by the example of the caterpillar vehicle with an onboard hydrostatic transmission. The authors developed a mathematical model which has scientific novelty, obtained the results of an analytical solution and a physical experiment that confirmed the reliability of the model and the operability of the proposed algorithm for tractor control in the automatic mode in the global positioning coordinates. The model takes into account the features of the hydrostatic drive, made on-board, including mechanical and volume losses. A characteristic feature of the mathematical model is the differential equations for the industrial logic controller and the control mechanism for the inclined washer of the axial-piston adjustable hydrostatic transmission pump and the algebraic equations for conversion of the Cartesian coordinates to the global positioning coordinates. The mathematical model is implemented in the VISSIM programming environment. The object of the investigation is the industrial tractor TM-10 with hydrostatic transmission which is produced by the plant «DST-Ural» in Chelyabinsk. The physical experiment was carried out on the experimental model and showed satisfactory results. The developed algorithm is implemented in the CoDeSys environment for an industrial controller that controls the movement of production tractors. The extended mathematical model allows to assess more accurately of transient processes of the motion in the automatic mode. The formation of the control action via GPS coordinates provides new possibilities during solving the task of positioning the caterpillar vehicle in the open area. The developed algorithm allows to estimate the time which is spent on the formation of commands by microprocessor devices. The conducted investigations allowed to form new consumer properties to the industrial tractor of the plant «DST-Ural», consisting in the appeared possibility of using tractors without an operator in harmful or dangerous conditions for humans.

Keywords: automatic motion control, hydrostatic transmission, industrial controller, global positioning coordinates.

Введение

В последнее время все большее внимание уделяется вопросам теории и практики использования гидростатических трансмиссий (ГСТ) самоходных гусеничных машин, в том числе на промышленных тракторах [1, 2]. Крупнейшими в мире производителями промышленных тракторов с ГСТ являются «Катерпиллар» (США), «Комацу» (Япония), «Либхер» (Германия), «Шантуй» (Китай), в РФ – завод «ДСТ-Урал» (г. Челябинск).

Испытания ГСТ в составе моторно-трансмиссионной установки (МТУ) гусеничных машин различного назначения проводятся достаточно давно и показали на практике их эффективность [3], особенно для тяжелых гусеничных машин по мере увеличения тягового класса [4]. В связи с этим получает развитие и математическое моделирование процессов работы ГСТ с точки зрения оптимизации их управления [5]. Исследования последних лет связаны с управляемостью транспортных средств человеком и автоматической системой [6], в том числе через автоматизацию ГСТ и создание совершенно новых транспортных платформ, не нуждающихся в постоянном контроле человека.

Главным достоинством ГСТ является возможность плавного изменения передаточного отношения в широком диапазоне частот вращения ведущих колес, которое регулируется за счет изменения подачи насосов и (или) моторов ГСТ. Проведенные исследования применения ГСТ в смежных областях показывают положительный эффект от их внедрения: повышается точность управления в криволинейном режиме, уменьшается вероятность появления заноса, повышается средняя скорость движения [7].

Внедрение в технологические процессы беспилотных транспортных средств является актуальной задачей во многих сферах, где использование традиционного «ручного» управления человеком-оператором либо экономически невыгодно, либо опасно для жизни. В ряде случаев оператора можно заменить радиоуправлением, но в этом случае человек все-таки задействован в работе on-line [8]. Поэтому особый интерес представляют техпроцессы, в которых человека нужно полностью исключить, заменив его автоматической системой управления (АСУ) движением, самостоятельно ориентирующейся в пространстве.

Цель исследования

Имеющиеся результаты моделирования управления гусеничной машиной с ГСТ позволили сформулировать цель настоящего исследования: разработать алгоритм автоматического управления гусеничной машиной с ГСТ при указании движущейся машине цели на местности в координатах глобального позиционирования в произвольный момент времени.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- ввести в математическую модель дополнительно линейные уравнения пересчета систем координат и дифференциальные уравнения для программируемого логического контроллера (ПЛК) и механизма управления наклонной шайбой ГСТ;

- отработать алгоритм управления движением платформы путем имитационного моделирования в автоматическом режиме при указании цели в координатах GPS в произвольный момент времени.

Математическая модель объекта управления

Объектом математического моделирования является гусеничная машина с двигателем внутреннего сгорания (ДВС) и ГСТ, выполненной по бортовой схеме. Прототипом является промышленный трактор класса 15 производства завода «ДСТ-Урал» [9].

В стандартной модификации промышленный бульдозер управляется джойстиком, на который воздействует человек-оператор. Джойстик, являясь потенциометром, отправляет электрический сигнал на промышленный логический контроллер (ПЛК), который вырабатывает токовый сигнал для электромагнита, расположенного внутри корпуса ГСТ. В зависимости от величины этого сигнала электромагнит изменяет положение наклонной шайбы насоса ГСТ, регулируя скорость выходного вала ведущего колеса.

Структурная схема МТУ представлена на рис. 1. МТУ состоит из ДВС, который передает вращение на ГСТ, состоящую из двух насосов и двух моторов, которые вращают ведущие колеса через бортовой редуктор (БР), ПЛК и блока формирования управляющих сигналов (БФУС).

В основу работы положена математическая модель (ММ), состоящая из уравнений кинематики движения гусеничной машины, уравнений для МТУ, уравнения для давлений в магистрях всасывания и нагнетания ГСТ [10, 11].

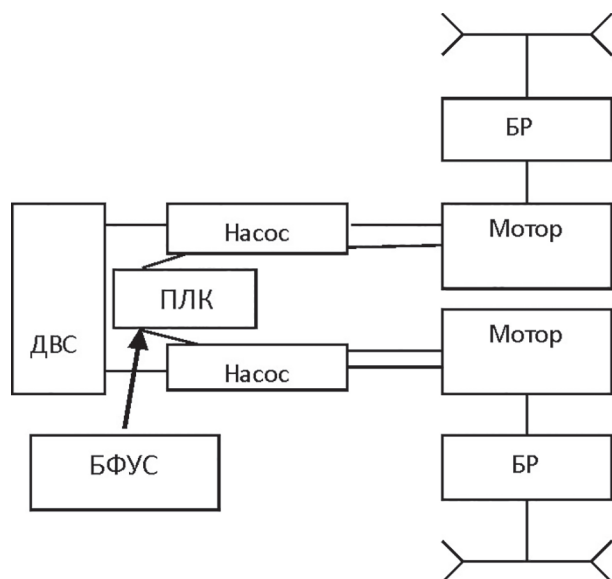


Рис. 1. Структурная схема МТУ

Первая часть ММ представляет собой систему трех дифференциальных уравнений (1) криволинейного движения гусеничной машины в форме уравнений Лагранжа второго рода:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 X_c}{dt^2} &= \left[(P_2 + P_1 - Pf_1 - Pf_2) \sin \varphi + R_6 \cos \varphi \right] \frac{g}{G}; \\ \frac{d^2 Y_c}{dt^2} &= \left[(P_2 + P_1 - Pf_1 - Pf_2) \cos \varphi + R_6 \sin \varphi \right] \frac{g}{G}; \\ \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= \left[(P_2 - P_1 + Pf_1 - Pf_2) \frac{B}{2} - \text{sign} \frac{d\varphi}{dt} M_c \right] \frac{1}{J_c}, \end{aligned} \quad (1)$$

где t – текущее время, с; X_c – координаты центра тяжести платформы; φ – курсовой угол; P_1, P_2 – силы тяги на левом и правом бортах; $P_1 f, P_2 f$ – сопротивление передвижению на левом и правом бортах; R_6 – боковая сила сопротивления; M_c – момент сопротивления повороту; G – вес платформы; J_c – момент инерции платформы относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести; g – ускорение свободного падения.

МТУ имеет три степени свободы и описано тремя дифференциальными уравнениями первого порядка (2):

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_d}{dt} &= \left[M_d - M_{n1} - M_{n2} \right] \frac{1}{J_1}; \\ \frac{d\omega_{m1}}{dt} &= \left[M_{m1} - \frac{(P_1 + P_2) R_{BK} k}{i_{6p} i_5 (k+1)} \right] \frac{1}{J_2}; \\ \frac{d\omega_{m2}}{dt} &= \left[M_{m2} - \frac{(P_2 - P_1) R_{BK}}{i_{6p} i_5 (k+1)} \right] \frac{1}{J_3}. \end{aligned} \quad (2)$$

где $\omega_d, \omega_{m1}, \omega_{m2}$ – угловые скорости валов ДВС и моторов ГПП; M_d, M_{n1}, M_{n2} – крутящие моменты на валах ДВС и насосов гидрообъемных передач (ГПП); M_{m1}, M_{m2} – моменты на моторах ГПП; R_{BK} – радиус ведущего колеса; i_{6p} – передаточное число бортового редуктора; J_1, J_2, J_3 – моменты инерции соответствующих масс.

ГСТ описана уравнениями для давления в каждой из магистралей:

$$\begin{aligned} \frac{dP_{11}}{dt} &= [Q_{n1} - Q_{m1} - Q_{k11} + Q_{k12} + \\ &+ Q_{kpp11} - \Delta Q_{n11} - \Delta Q_{m11}] \frac{E}{V_1}; \\ \frac{dP_{12}}{dt} &= [Q_{m1} - Q_{n1} + Q_{k11} - Q_{k12} + \\ &+ Q_{kpp12} - \Delta Q_{n12} - \Delta Q_{m12}] \frac{E}{V_2}; \\ \frac{dP_{22}}{dt} &= [Q_{m2} - Q_{n2} + Q_{k22} - Q_{k21} + \\ &+ Q_{kpp22} - \Delta Q_{n22} - \Delta Q_{m22}] \frac{E}{V_2}; \\ \frac{dP_{21}}{dt} &= [Q_{n2} - Q_{m2} - Q_{k21} + Q_{k21} + \\ &+ Q_{kpp21} - \Delta Q_{n21} - \Delta Q_{m21}] \frac{E}{V_1}, \end{aligned}$$

где P_{11}, P_{12} – давления в магистральных первой ГПП; P_{21}, P_{22} – давления в магистральных второй ГПП; Q_{n1}, Q_{m1} – расходы насоса и мотора первой ГПП; Q_{n2}, Q_{m2} – расходы насоса и мотора второй ГПП; $Q_{k11}, Q_{k12}, Q_{k21}, Q_{k22}$ – расходы предохранительных клапанов; $Q_{kpp11}, Q_{kpp12}, Q_{kpp21}, Q_{kpp22}$ – расходы клапанов подпитки; ΔQ_n и ΔQ_m – утечки в насосах и моторах.

Каждая из магистралей ГПП может быть высокого или низкого давления в зависимости от условий движения (вперед – назад, поворот вправо – влево, переходные процессы движения: разгон – торможение, вход – выход из поворота). Стоит оговорить, что при решении данной задачи момент сопротивления повороту гусеничной машины рассчитывался по А.О. Никитину [12–14], тем более, что смещение полюса поворота не превышает пяти сантиметров, что для промышленного бульдозера является пренебрежимо малой величиной. Научная новизна работы состоит во введении в ММ следующих уравнений:

$$\begin{aligned} UH(t) &= UH_2(t) - 15 \Delta I(t) e^{-10t}; \\ \Delta I(t) &= 8 \cdot 10^5 \Delta \varphi(t) e^{-8 \cdot 10^5 t}; \end{aligned}$$

$$\Delta\varphi(t) = \varphi(t) - \varphi_{ц}(t);$$

$$\varphi_{ц}(t) = \arctg \left[\frac{x_{ц} - x(t)}{y_{ц} - y(t)} \right],$$

где $UH(t)$ – относительный угол отклонения наклонной шайбы правого (отстающего) борта; $UH_2(t)$ – относительный угол отклонения наклонной шайбы левого (забегающего) борта; $\Delta I(t)$ – значение силы тока на выходе (ПЛК); $\Delta\varphi(t)$ – разница между действительным курсовым углом и углом на цель; $\varphi_{ц}(t)$ – угол направления на цель в декартовых координатах; $x_{ц}, y_{ц}$ – координаты цели в декартовой системе координат.

Введенные уравнения позволяют включить в ранее существующую модель влияние инерционности устройства управления электромагнитом и ПЛК, а также сформировать управляющее воздействие.

Математическая модель реализована в среде программирования VISSIM. В программе создана блок-схема формирования управляющего воздействия после получения целеуказания в GPS-координатах и их преобразования.

Для преобразования GPS-координат в декартовы координаты местности получена схема (рис. 2) преобразования координат

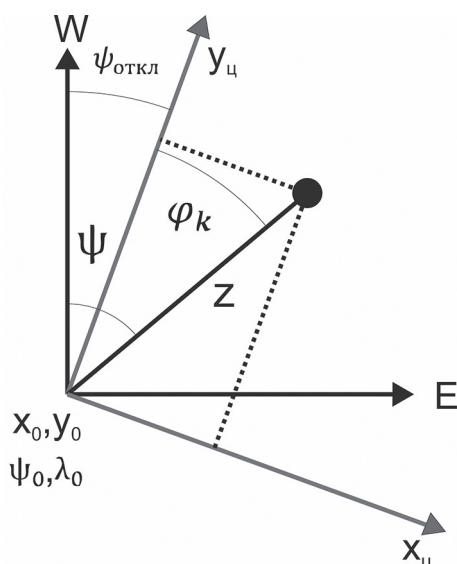


Рис. 2. Схема преобразования координат

Основываясь на рис. 2, составлена система тригонометрических уравнений для выполнения пересчета из координат GPS в принятую в модели декартову систему:

$$\psi_{ц} = \psi_0 + \frac{Z \cos(\varphi_k + \psi_{откл})}{R};$$

$$\lambda_{ц} = \lambda_0 + \frac{Z \sin(\varphi_k + \psi_{откл})}{R \cos(\psi_0)},$$

где ψ_0, λ_0 – координаты широты и долготы, соответствующие начальному положению объекта, полученные со спутников; $\psi_{ц}, \lambda_{ц}$ – координаты широты и долготы цели; Z – радиус-вектор, проведенный из начала декартовых координат в точку цели; φ_k – угол между осью Y и радиус-вектором Z ; $\psi_{откл}$ – угол отклонения оси Y от направления на север.

Решая систему тригонометрических уравнений, найдем:

$$\varphi_k = \arctg \left[\frac{(\lambda_{ц} - \lambda_0) \cos(\psi_0)}{(\psi_{ц} - \psi_0)} \right] - \psi_{откл}.$$

Зная φ_k , определим Z :

$$Z = \frac{R(\psi_{ц} - \psi_0)}{\cos(\varphi_k + \psi_{откл})}.$$

Определим координаты цели в декартовой системе координат:

$$X_c = Z \sin(\varphi_k);$$

$$Y_c = Z \cos(\varphi_k).$$

При моделировании в среде программирования VISSIM заданы GPS-координаты начала движения и координаты цели в формате десятичных градусов. Данный формат координат выбран исходя из соображений облегчения пересчета, ускорения выполнения процессов на ПЛК.

Проведено имитационное моделирование движения платформы по карте, составленной компанией Google, на территории предприятия ООО «ДСТ Урал», оно соответствует зоне, безопасной для проведения испытаний.

Имитационное моделирование

Начальные условия и принятые допущения.

Начальное положение в декартовых координатах: $(x, y, \varphi) = \{0\}$ Начальная линейная скорость: $(V_x, V_y) = (0; 1)$. Угол отклонения от севера $\psi_{откл}$ равен 25 град. Начальное положение в GPS координатах: $(\psi_0; \lambda_0) = 55,21743039; 61,43938847$. GPS координаты цели: $(\psi_{ц}; \lambda_{ц}) = 55,21745487; 61,43939856$. Моделируемый момент времени получения целеуказания – 5 с.

Изначально, объект движется прямолинейно, далее моделируется получение объектом целеуказания в момент времени, равный пятой секунде работы. Также в программу заложен

алгоритм остановки движения при достижении координат цели с погрешностью 0,1 м. На двадцатой секунде моделируется изменение структуры грунта под объектом для проверки неизменности кинематических параметров.

Объект выставлен таким образом, что ось Y при старте отклонена от направления на север на 25 град. В момент начала моделирования объект движется прямолинейно с постоянной скоростью. Момент формирования цели и изменение курсового угла представлены на рис. 3. На 20-й секунде имитируется изменение структуры грунта.

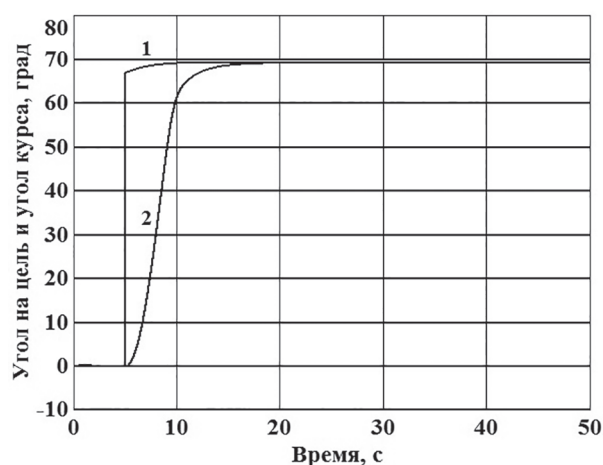


Рис. 3. Изменение угла на цель 1 и курсового угла 2 во времени

Изменение угла курса и появление целеуказания незамедлительно вызывают изменение силы тока, вырабатываемой программируемым логическим контроллером, которая в момент целеуказания вырабатывает необходимый токовый сигнал. Изменение силы тока вызывает изменение магнитного потока в катушке электромагнита, следовательно наклонная шайба отклоняется.

Для обеспечения прямолинейного движения необходимо, чтобы ведущие колеса вращались с одинаковой скоростью. Это достигается тем, что наклонные шайбы левого и правого бортов находятся в одинаковых граничных положениях. При наступлении момента целеуказания контроллер вырабатывает сигнал, необходимый для разворота наклонной шайбы ГОП правого (отстающего) борта в противоположную сторону на 76 %, и постепенно, по мере совершения маневра возвращает ее в первоначальное положение.

При изменении положения наклонной шайбы в магистралях нагнетания насосов ГСТ создаются разные давления, следствием чего являются разные угловые скорости ведущих колес левого и правого бортов (рис. 4)

Изменение скоростей вращения ВК вызывает появление буксования σ , следовательно для поддержания постоянной скорости увеличивается сила тяги (рис. 5).

Также изменение тяги в совокупности с изменением угла курса вызывают изменение линейных ускорений и скоростей, вследствие чего изменяются координаты положения гусеничной платформы (рис. 6). Из рисунка видно, что объект первоначально движется прямолинейно и изменяет свою траекторию движения в сторону цели, которая указана на 5-й секунде

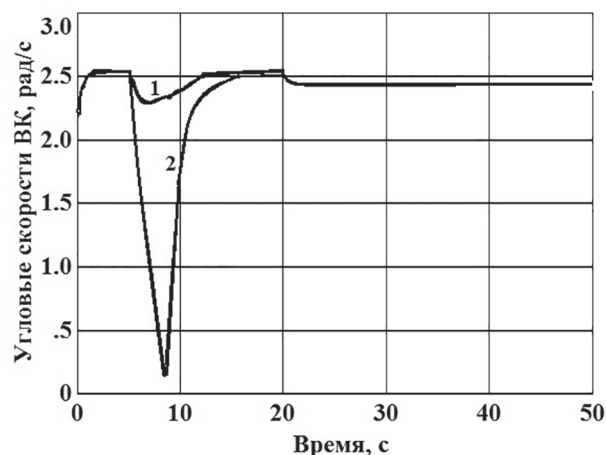


Рис. 4. Угловые скорости ведущих колес левого 1 и правого 2 бортов

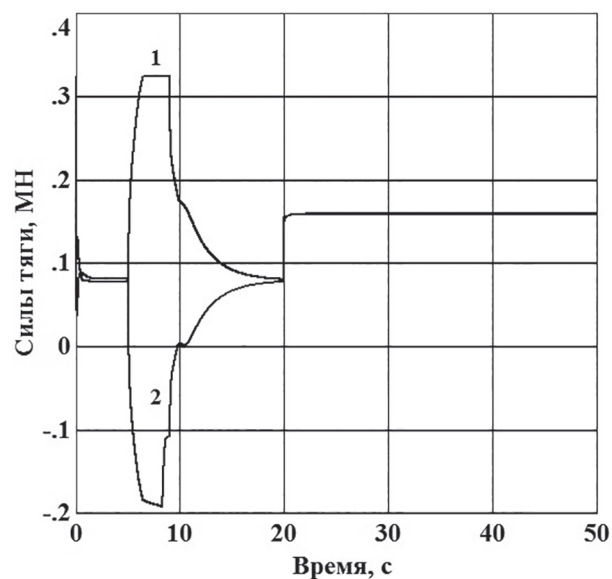


Рис. 5. Силы тяги левого 1 и правого 2 бортов

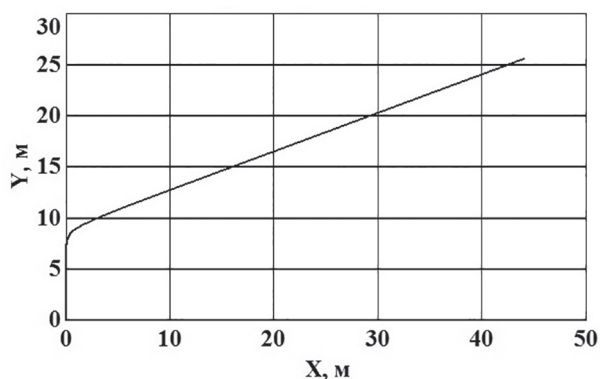


Рис. 6. Траектория движения в декартовых координатах

движения. Из-за инерционности объекта разворот на точку цели произошел не мгновенно, а по некоторому радиусу.

При изменении траектории движения начинает действовать обратная связь, которая вызывает изменение силы тока, вырабатываемой контроллером.

Выводы

1. Расширенная математическая модель позволяет более точно оценить переходные процессы движения в автоматическом режиме.

2. Формирование управляющего воздействия по GPS-координатам открывает новые возможности при решении задачи позиционирования гусеничной машины на открытой местности.

3. Разработанный алгоритм позволяет оценивать время, затраченное на формирование команд микропроцессорными устройствами.

Литература

1. Karl Th. Renius, Rainer Resch. 2005. Continuously Variable Tractor Transmissions // ASAE Distinguished Lecture. No. 29. PP. 1–37.
2. Гинзбург Ю.В., Швед А.И., Парфенов А.П. Промышленные тракторы. М.: Машиностроение, 1986. 296 с.
3. Installation and test of hydrostatic drive transmission in a government furnished M-113 vehicles. David Taylor Research Center. Monitoring organization report number DTRC-SSID-CR-6-89. Режим доступа: <http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a204960.pdf> (дата обращения 23.06.2017).
4. Karl-Erik Rydberg. 1997. Hydrostatic Drives in Heavy Mobil Machinery – New Concept and Development Trends. Linköping University // SAE paper. No. 981989.

5. Ali Volkan Akkaya. 2006. Effect of bulk modulus on performance of a hydrostatic transmission control system. Yildiz Technical University, Turkey. Sadhana. Vol. 31. Part 5. October 2006. Pp. 543–556.
6. Iliyan Lilov, Lalyo Lalev. 2006. Mathematical Modeling of Processes in the System Environment-Driver-Caterpillar Vehicle for Motion on Rout with Changeable Structure. Режим доступа: http://www.actrux.ro/reviste/3_2006_eng/a15.pdf (дата обращения 28.06.17).
7. Кондаков С.В. Исследование подвижности быстроходной гусеничной машины при движении по заданной трассе // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2010. Вып. 15. № 10 (186). С. 63–66.
8. Кондаков С.В., Корнаева Н.Н., Павловская О.О., Черепанов С.И. Имитационное моделирование движения быстроходной гусеничной машины с механиком-водителем // Вестник ЮУрГУ. Серия: «Машиностроение». 2010. № 29 (205). С. 59–64.
9. БУЛЬДОЗЕР ТМ10.11 ГСТ10. Режим доступа: http://kemkran-dst.ru/dst/tm10_11gst10.php (дата обращения 20.06.17).
10. Кондаков С.В. Обеспечение управляемости быстроходных гусеничных машин на переходных режимах криволинейного движения. Челябинск: ЮУрГУ, 2006. 92 с.
11. Кондаков, С.В., Павловская, О.О. Автоматизированное управление движением быстроходной гусеничной машины. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. 105 с.
12. Никитин А.О. Теория танка. М.: Издание Академии бронетанковых войск. 1962. 584 с.
13. Кондаков С.В., Харлапанов Д.В., Вансович Е.И. Достоверность моделей описания сопротивления повороту быстроходной гусеничной машины // Вестник машиностроения. 2015. № 10. С. 3–7.
14. Kondakov S.V., Kharlapanov D.V., Vansovich E.I. Models of the Turn Resistance for High-Speed Caterpillar Vehicles // Russian Engineering Research. 2016. Vol. 36. No. 1. PP. 1–5.

References

1. Karl Th. Renius, Rainer Resch. 2005. Continuously Variable Tractor Transmissions. ASAE Distinguished Lecture. No. 29. RR. 1–37.
2. Ginzburg Yu.V., Shved A.I., Parfenov A.P. Promyshlennyye traktory [Industrial tractors]. Moscow: Mashinostoenie Publ., 1986. 296 p.
3. Installation and test of hydrostatic drive transmission in a government furnished M-113 vehicles. David Taylor Research Center. Monitoring organization report number DTRC-SSID-CR-6-89. URL:

- http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a204960.pdf (accessed: 23.06.2017).
4. Karl-Erik Rydberg. 1997. Hydrostatic Drives in Heavy Mobil Machinery – New Concept and Development Trends. Linkoping University. SAE paper. No. 981989.
5. Ali Volkan Akkaya. 2006. Effect of bulk modulus on performance of a hydrostatic transmission control system. Yildiz Technical University, Turkey. Sadhana. Vol. 31. Part 5. October 2006. RR. 543–556.
6. Iliyan Lilov, Lalyo Lalev. 2006. Mathematical Modeling of Processes in the System Environment-Driver-Caterpillar Vehicle for Motion on Rout with Changeable Structure. URL: http://www.actrus.ro/reviste/3_2006_eng/a15.pdf (accessed: 28.06.17).
7. Kondakov S.V. Investigation of the mobility of the high-speed caterpillar vehicle during driving along a given path. Vestnik YuUrGU. Seriya «Mashinostroenie». 2010. Vyp. 15. No 10 (186), pp. 63–66 (in Russ.).
8. Kondakov S.V., Kornaeva N.N., Pavlovskaya O.O., Cherepanov S.I. Simulation modeling of the movement of the high-speed caterpillar vehicle with a driver-mechanic. Vestnik YuUrGU. Seriya: «Mashinostroenie». 2010. No 29 (205), pp. 59–64 (in Russ.).
9. BUL”DOZER TM10.11 GST10 (in Russ.). URL: http://kemkran-dst.ru/dst/tm10_11gst10.php (accessed: 20.06.17).
10. Kondakov S.V. Obespechenie upravlyaemosti bystrokhodnykh gusenichnykh mashin na perekhodnykh rezhimakh krivolineynogo dvizheniya [Providing steerability of the high-speed caterpillar vehicles in transient modes of curvilinear motion]. Chelyabinsk: YuUrGU Publ., 2006. 92 p.
11. Kondakov, S.V., Pavlovskaya, O.O. Avtomatizirovannoe upravlenie dvizheniem bystrokhodnoy gusenichnoy mashiny [Automated control of the movement of the high-speed caterpillar vehicle]. Saarbrucken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. 105 p.
12. Nikitin A.O. Teoriya tanka [Theory of the tank]. Moscow: Izdanie Akademii bronetankovykh voysk Publ.. 1962. 584 p.
13. Kondakov S.V., Kharlapanov D.V., Vansovich E.I. Reliability of models describing the resistance of the turn of the high-speed caterpillar vehicle. Vestnik mashinostroeniya. 2015. No 10, pp. 3–7 (in Russ.).
14. Kondakov S.V., Kharlapanov D.V., Vansovich E.I. Models of the Turn Resistance for High-Speed Caterpillar Vehicles. Russian Engineering Research. 2016. Vol. 36. No. 1. RR. 1–5.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАДИАЛЬНЫХ ШИН ДВИЖИТЕЛЕЙ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

OPTIMIZATION OF DESIGN PARAMETERS OF RADIAL TIRES OF PROPELLERS OF COMBINE HARVESTERS

И.М. МЕЛИКОВ, к.т.н.

Дагестанский государственный аграрный университет
имени М.М. Джамбулатова, Махачкала, Россия,
izmelikov@yandex.ru

I.M. MELIKOV, PhD in Engineering

M. Dzhambulatov Dagestan State Agricultural University,
Makhachkala, Russia, izmelikov@yandex.ru

Статья посвящена решению важной научно-практической задачи – оптимизации параметров конструкции оболочки шин ведущих колес зерноуборочных комбайнов высокой производительности, работающих в условиях поверхностей с малой несущей способностью. Оптимизация параметров пневматической шины как звена колебательной системы и главного элемента колесного движителя является одним из направлений совершенствования функционирования зерноуборочных комбайнов. Одним из факторов, влияющим на показатели функционирования зерноуборочных комбайнов, является совершенство колесных движителей. Их агротехнологические свойства возможно улучшить за счет рационального выбора параметров конструкций шин в зависимости от типа поверхности качения, что также будет способствовать снижению расхода топлива. На основе вышеизложенного целью данной работы является исследование влияния на показатели функционирования зерноуборочных комбайнов характеристик шин, применяемых на ведущих колесах, а также улучшение их агротехнологических свойств за счет оптимизации параметров пневматических шин. Приведены описание, методика и результаты экспериментальных исследований с использованием специально разработанных и обеспечивающих получение достоверных результатов приспособлений для определения деформаций внутренней и внешней оболочек шины относительно обода в окружном и радиальном направлениях, а также контактных давлений и напряжений в почве. На основании теоретических и экспериментальных исследований работы зерноуборочных комбайнов высокой производительности установлено влияние параметров пневматических шин ведущих колес на показатели их функционирования. Определено оптимальное сочетание конструктивных параметров опытной пневматической шины радиальной конструкции для зерноуборочных комбайнов. Результаты исследования позволяют разрабатывать рекомендации по выбору оптимальных параметров пневматических шин, способствующих совершенствованию показателей функционирования зерноуборочных комбайнов, используемых при различных условиях эксплуатации, путем комплектации их ведущих колес шинами радиального типа.

Ключевые слова: зерноуборочный комбайн, движитель, шина, оптимизация шины.

The article is devoted to the solution of an important scientific and practical problem - optimization of the tire shell design parameters of the leading wheels of combine harvesters of high productivity, operating in conditions with low bearing capacity. Optimization of the parameters of the pneumatic tire, as a link in the oscillatory system and the main element of the wheel propulsion, is one of the directions for improving the functioning of combine harvesters. One of the factors affecting the performance indicators of combine harvesters is the perfection of wheeled propellers. Their agrotechnical properties can be improved due to a rational choice of tire parameters depending on the type of rolling surface, which will also help to reduce fuel consumption. On the basis of the abovementioned, the aim of this paper is to investigate the effect on the performance of combine harvesters of the characteristics of the tires used on the driving wheels and to improve their agrotechnical properties by optimizing the parameters of the pneumatic tires. The description, methods and results of experimental studies using specially designed and providing reliable results of devices for determining deformations of the inner and outer shells of the tire relative to the rim in the circumferential and radial directions, as well as contact pressures and stresses in the soil are described. On the basis of theoretical and experimental studies of the work of combine harvesters of high productivity, the influence of the parameters of the pneumatic tires of the driving wheels on the performance of them has been established. The optimum combination of design parameters of the experimental pneumatic tire of a radial design for grain harvesters is determined. The results of the research will make it possible to develop recommendations for the selection of optimal parameters for pneumatic tires that contribute to improving the performance of grain harvesters used under various operating conditions by bundling their driving wheels with radial-type tires.

Keywords: combine harvester, propeller, tire, tire optimization.

Введение

Появление на полях страны новых зерноуборочных комбайнов высокой производительности вызвало необходимость решения сложных инженерных задач по разработке способов и методов повышения показателей функционирования их ходовых систем с целью улучшения качества выполняемого комбайнами рабочего процесса, снижения часового расхода горючесмазочных материалов, повышения уровня условий труда операторов, а также уменьшения уплотнения почвы [1–4].

Движитель зерноуборочного комбайна, перекаываясь по почвенному опорному основанию (почве), деформирует ее, перемещает и раздробляет почвенные частицы, в результате чего изменяется водный, воздушный, тепловой режим почв и, как следствие этого, ухудшается агробиологический процесс в почве, что приводит к снижению урожайности [1–4].

Обычно зерноуборочные комбайны высокой производительности, в связи с их большой массой, особенно с полным бункером, комплектуют шинами диагональной конструкции. Однако, как показали исследования, радиальные шины, которые устанавливаются на тракторы, имеют существенные преимущества по деформационным характеристикам перед диагональными шинами [3, 4]. Для эффективного применения радиальных шин на зерноуборочных комбайнах необходимо определить параметры внутреннего строения [2, 5, 6], так как нагрузочные характеристики их движителей значительно отличаются от тракторных.

Цель исследования

Целью исследования является теоретическое установление и экспериментальное подтверждение возможности улучшения агроэкологических показателей движителей зерноуборочных комбайнов большой производительности путем комплектации их шинами 30,5R-32 с оптимальными параметрами армирования.

Объект исследования – технологические процессы взаимодействия с опорным основанием шин 30,5L-32 и 30,5R-32 при комплектации ими зерноуборочных комбайнов высокой производительности.

Предмет научных исследований – закономерности изменения агротехнологических показателей диагональных и радиальных шин типоразмера 30,5-32 ведущих движителей зерноуборочных комбайнов высокой производительности.

Метод исследования – экспериментальный с использованием «шинного тестера» и специально разработанных приспособлений для определения деформаций шин и почвенного опорного основания.

Материалы, методы исследования и обсуждение результатов

Для ускоренного проведения научно-исследовательских работ испытания шин типоразмера 30,5-32 проводились на специальных мобильных установках типа «шинный тестер» [7], а также непосредственно на зерноуборочном комбайне во время прямого комбайнирования зерновых колосовых. Комплекс измерительной аппаратуры для экспериментальных исследований позволял фиксировать [1–5] показатели деформации пневматической шины, угол поворота оси колеса, крутящий момент на оси колеса, длину пятна отпечатка шины, напряжения в пахотном и подпахотном горизонтах почвы.

Для определения влияния внутреннего строения шины на показатели функционирования ходовой системы зерноуборочных комбайнов (параметров контакта с почвой и тягово-энергетических показателей) принят комплект из 16 шин 30,5R-32. Варьирование параметров оболочки данного комплекта осуществлено по греко-латинскому (4×4) квадрату [1, 2, 3, 4, 6].

Исходя из условий работы колесного движителя зерноуборочного комбайна (в отличие от тракторного [6]), основное требование к нему заключается в обеспечении минимального уплотняющего воздействия на почву." не закончено. Оно требует завершения, или его нужно перефразировать.

Задача оптимизации параметров конструкции оболочки шин ведущих колес может быть сформулирована в следующем виде – определить такое сочетание слойности и углов наклона нитей корда брекера и каркаса, которое создает максимум площади контакта $F_{\text{кп}}$ при заданных ограничениях момента сопротивления качению M_f , радиальной деформации h_z , КПД η_k и коэффициента неравномерности распределения давлений по длине контакта шины K_d .

В качестве независимых переменных при экспериментальных исследованиях были установлены:

X_1 – слойность брекера с задаваемыми значениями: $a_1 = 2$; $a_2 = 4$; $a_3 = 6$; $a_4 = 8$;

X_2 – угол наклона нитей корда брекера с задаваемыми значениями: $b_1 = 70^\circ$; $b_2 = 65^\circ$; $b_3 = 60^\circ$; $b_4 = 55^\circ$;

X_3 – слойность каркаса с задаваемой величиной: $c_1 = 2$; $c_2 = 4$; $c_3 = 6$; $c_4 = 8$.

X_4 – угла наклона нитей корда каркаса с задаваемыми значениями: $d_1 = 0^\circ$; $d_2 = 5^\circ$; $d_3 = 10^\circ$; $d_4 = 15^\circ$;

План экспериментальных исследований по данному методу показан в табл. 1.

Таблица 1

План исследований комплекта шин 30,5R-32

	a_1	a_2	a_3	a_4
b_1	1. c_1 d_4	2. c_2 d_3	3. c_3 d_1	4. c_4 d_2
b_2	5. c_3 d_3	6. c_4 d_4	7. c_1 d_2	8. c_2 d_1
b_3	9. c_2 d_2	10. c_1 d_1	11. c_4 d_3	12. c_3 d_4
b_3	13. c_4 d_1	14. c_3 d_2	15. c_2 d_4	16. c_1 d_3

Испытания шин проведены на мобильной установке «шинный тестер» [7, 10–12]. Почвенный фон – стерня озимой пшеницы. Нормальная нагрузка на шины $R = 63$ кН, внутреннее давление воздуха в них $P_w = 0,176$ МПа.

По результатам измерений были построены регрессионные зависимости вида:

$$y = f(X_1; X_2; X_3, X_4).$$

Для решения такой задачи удобно воспользоваться методами линейного программирования и, в частности, симплекс-методом. Предварительно заметим, что по условию механической прочности каркаса при нагрузке на шину 63 кН и внутреннем давлении воздуха 0,176 МПа минимальное число слоев корда в нем должно составлять шесть ($X_3 = 6$).

По результатам измерений и расчетов получены регрессионные зависимости от конструктивных факторов для следующих показателей шины:

$F_{\text{кп}}$ – площадь контакта, м^2 ;

h_z – радиальная деформация, мм;

M_f – момент сопротивления качению, Н·м;

K_d – коэффициент неравномерности распределения давлений по длине контакта шины;

η_k – коэффициент полезного действия шины.

Путем многофакторного регрессионно-корреляционного анализа [3, 6] установлено, что для шины 30,5R-32 зависимости описаны формальным полиномом первой степени.

Таким образом, необходимо найти максимум $F_{\text{кп}}$:

$$F_{\text{кп}} = 0,00206 X_1 + 0,000358 X_2 - 0,0106 X_3 + 0,00219 X_4 + 0,4722$$

при ограничениях:

$$M_f = -0,0825 X_1 - 0,01055 X_2 + 0,1058 X_3 + 0,00916 X_4 + 2,9676 \leq 3,1;$$

$$\eta_k = -0,002 X_1 + 0,003 X_2 - 0,002 X_3 - 0,003 X_4 + 0,477 \leq 0,8;$$

$$K_d = 0,003541 X_1 + 0,00198 X_2 + 0,00606 X_3 + 0,000388 X_4 + 1,0682 \leq 1,25;$$

$$h_z = -0,124 X_1 + 0,047 X_2 - 0,438 X_3 + 0,131 X_4 + 22,5 \leq 22,5.$$

Зависимость площади контакта шины от конструктивных факторов представлена на рис. 1.

Исследованиями установлено, что при увеличении слойности каркаса с 2 до 8 контактные давления повышаются более чем на 11 %, а такое же изменение слойности брекера приводит к увеличению давлений движителя на почву до 8 %.

Статическими испытаниями шин установлено, что при повышении угла наклона нитей корда каркаса с нуля до 15° давления в пятне контакта колеса увеличиваются более чем на 10,8 %, а увеличение угла нитей корда брекера сопровождается уменьшением радиальной жесткости шины и средних давлений в контактном отпечатке колесного движителя.

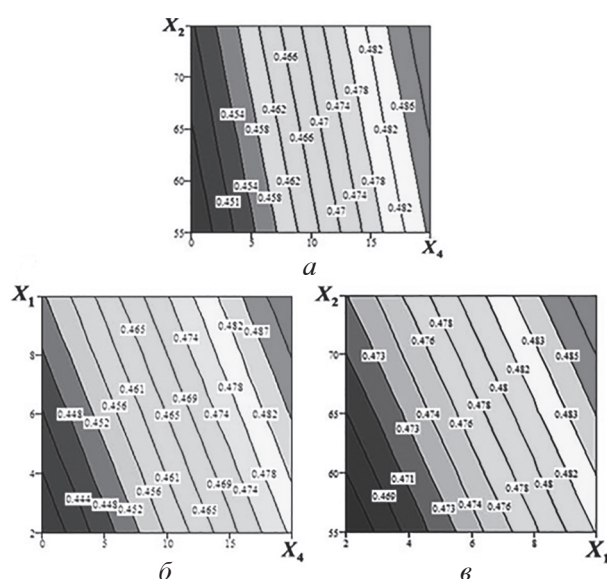


Рис. 1. Зависимость площади контакта шины от конструктивных факторов при $X_3 = 6$:
а – X_1 ; б – X_2 ; в – X_4

На основе полученных зависимостей составлен алгоритм, по которому написана программа и произведены расчеты с перебором возможных вариантов сочетания исследуемых конструктивных факторов.

В результате аналитического решения данной задачи с учетом принятого ранее $X_3 = 6$ получены оптимальные значения конструктивных параметров армирования оболочки шины 30,5R-32: число слоев в брекере – 7, в каркасе – 6; угол наклона нитей корда к меридиану в брекере – 62° , в каркасе – 15° , при этом максимальная площадь контакта с почвой такой шины будет равна $0,478 \text{ м}^2$, что позволяет получить среднее давление на почву 130 кПа или по скорректированной методике ГОСТ 26953-86 – максимальное давление 162,5 кПа. Такая величина давления позволяет использовать зерноуборочные комбайны высокой производительности согласно ГОСТ 26955-86 при влажности почвы до 0,6 НВ включительно.

В соответствии с программой были проведены экспериментальные исследования уплотняющего воздействия шин (диагональной и радиальной с оптимальным внутренним строением) зерноуборочных комбайнов высокой производительности на почву.

Контурная площадь контакта шины по методике ГОСТ 26953-86 [1, 2, 3, 4], определяемая на жестком основании с помощью «шинного тестера» [7, 10–12], у радиальной шины больше на 13 %, чем у шины диагональной конструкции.

Для измерения давления в контакте шин с почвой устанавливались датчики [3, 8] на равном расстоянии между экваториальной плоскостью шины и ее плечевой зоной на двух-трех соседних грунтозацепах.

Результаты измерений давления на выступах грунтозацепов шин зерноуборочного комбайна с комплектацией диагональными 30,5L-32 и радиальными 30,5R-32 шинами при проведении уборочных работах представлены в таблице 2.

Значения максимальных давлений на почву, полученные по методике ГОСТ 26953-86 [3, 8],

показывают, что максимальные давления меньше на 18 % у радиальной шины по сравнению с шиной диагональной конструкции.

Средние давления по контуру контакта (см. табл. 2) для исследуемых моделей шин различные: большие – у шины 30,5L-32, меньшие – у шины 30,5R-32, причем процентное соотношение по величине давлений такое же, как и по величине площадей контакта. Давление по длине контакта у радиальной шины более равномерное.

Для измерения напряжений в почве использованы датчики напряжений конструкции АЧИМСХ [3, 8, 9]. Датчики напряжений устанавливались в заранее подготовленные ниши вертикальной скважины на различной глубине: 5, 10, 20, 30 и 40 см и 10, 20, 30, 40 и 50 см. В первом случае комбайн с работающей молотилкой наезжал на датчики и останавливался (с целью изучения деформаций, возникающих в почве); во втором случае комбайн с работающей молотилкой проезжал по датчикам, не останавливаясь. На опытном участке вертикальные скважины располагались на расстоянии 25 м друг от друга.

Полученные экспериментальные данные (табл. 3) показывают, что с увеличением глубины установки датчиков максимальные нормальные напряжения в почве уменьшаются.

При этом характер снижения нормальных напряжений в почве для обоих вариантов шин практически идентичен. Однако заметно прослеживается различие воздействия исследуемых шин на пахотный и подпахотный горизонты почвы.

По величине напряжения в пахотном горизонте почвы (0...30 см) преимущество радиальных шин несомненно. Значения напряжений, возникающих в пахотном горизонте почвы (0...30 см) под действием этих шин, более чем на 26 % меньше, чем под диагональными шинами.

Полученные данные показывают, что из двух исследованных шин ни одна не имеет существенного преимущества по величине напряжений в подпахотном горизонте, хотя шины 30,5R-32 более предпочтительны, нежели шины 30,5L-32.

Таблица 2

Параметры контакта шин зерноуборочного комбайна с почвой

Варианты шин 30,5-32	Площадь контакта, см^2	Среднее давление, кПа	Максимальное давление, кПа	Коэффициент неравномерности давлений по длине
30,5L-32	4540	147,4	431,6	1,2
30,5R-32	4680	143,4	417,9	1,1

Таблица 3

Показатели уплотнения почвы зерноуборочными комбайнами

Варианты шин	Максимальные нормальные напряжения, кПа					
	Пахотный горизонт, см			Подпахотный горизонт, см		
	0	10	20	30	40	50
30,5L-32	660	477	305	185	100	52
30,5R-32	484	350	224	135	90	50

Таблица 4

Показатели агрофизических свойств почвы при прямом комбайнировании озимой пшеницы

Фон и по следу шин комбайна	Пахотный горизонт				Подпахотный горизонт			
	Плотность сложения, г/см ³	Общая скваж- ность, %	Скваж- ность аэрации, %	Влаж- ность, %	Плотность сложения, г/см ³	Общая скваж- ность, %	Скваж- ность аэрации, %	Влаж- ность, %
Фон	1,16	54,5	27,6	26,9	1,26	51,9	25,7	23,8
30,5L-32	1,26	50,2	27,3	22,9	1,27	50,7	26,0	22,3
30,5R-32	1,25	50,7	25,9	24,8	1,27	50,7	26,1	22,8

Физические свойства почвы под воздействием движителей зерноуборочного комбайна высокой производительности изменялись (табл. 4) существенно. Так, плотность сложения почвы в пахотном горизонте увеличилась по сравнению с фоном почти от 7,8 до 8,6 %.

В подпахотном горизонте изменение плотности сложения и влажности почвы по следам движителей по сравнению с фоном незначительно, а между вариантами шин практически отсутствует. Это подтверждается и данными общей скважности и скважности аэрации.

Анализ полученных данных показывает, что плотность сложения и общая скважность почвы в пахотном и подпахотном горизонтах, изменившиеся под воздействием колесных движителей комбайна, не превышают равновесных значений для предкавказского карбонатного чернозема, которые составляют, соответственно, 1,27 г/см³, 50,7 %.

Меньшее уплотняющее воздействие на почву оказывает комбайн при комплектации его ведущих колес шинами радиального типа исполнения.

Выводы

Средние давления по контуру контакта для исследуемых моделей шин различны: большие – у шины 30,5L-32, меньшие – у шины 30,5R-32, причем процентное соотношение по величине давлений такое же, как и по величине площадей контакта. Давление по длине контакта у радиальной шины более равномерное.

Значения максимальных давлений на почву, полученные по методике ГОСТ 26953-86, показывают, что максимальные давления меньше

на 18 % у радиальной шины по сравнению с шиной диагональной конструкции.

Значения напряжений, возникающих в пахотном горизонте почвы (0...30 см) под действием радиальных шин, более чем на 26 % меньше, чем под диагональными шинами.

Плотность сложения почвы при проходе зерноуборочного комбайна в пахотном горизонте увеличилась по сравнению с фоном почти от 7,8 до 8,6 % (большие значения – при комплектации комбайна диагональными шинами).

Рекомендуется устанавливать на зерноуборочных комбайнах большой мощности шины радиальной конструкции.

Литература

1. Кравченко В.А., Оберемок В.А., Кравченко Л.В. Повышение эффективности МТА на базе колесных тракторов // Технология колесных и гусеничных машин. 2014. № 6 (16). С. 45–50.
2. Коптев В.В., Кравченко В.А., Яровой В.Г. и др. Повышение эксплуатационных качеств колесных движителей // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2000. № 5. С. 33–34.
3. Кравченко В.А., Оберемок В.А., Яровой В.Г. Повышение эксплуатационных показателей движителей сельскохозяйственных колесных тракторов: монография. Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт, 2015. 212 с.
4. Кравченко В.А., Яровой В.Г., Шкарлет А.Ф. и др. Совершенствование пневматических шин мобильной сельскохозяйственной техники // Тракторы и сельхозмашины. 2001. № 7. С. 27.
5. Кравченко В.А., Яровой В.Г., Меликов И.М. Характер деформирования крупногабаритных шин

низкого давления движителей тракторов класса 5 // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ). 2017. № 132 (08). С. 1230–1241.

6. Кравченко В.А. Оптимизация параметров движителей колесных тракторов // Эколого-мелиоративные аспекты рационального природопользования: материалы Международной научно-практической конференции, Волгоград, 31 января – 3 февраля 2017 г. Волгоград: Волгоградский ГАУ, 2017. Том 3. С. 17–24.
7. Кравченко В.А., Яровой В.Г., Годунов М.В., Уржумов К.Н., Запаринный А.В. Шинный тестер: патент на изобретение № 2167402, Российская Федерация. Опубликовано 20.05.2001. Бюл. № 14.
8. Яровой В.Г., Кравченко В.А., Яламов В.Ф. и др. Методы оценки воздействия на почву колесных движителей сельскохозяйственных машин // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 1994. № 3–4. С. 179.
9. Щеглов А.Н., Яровой В.Г., Бурминский С.Г., Кравченко В.А., Чернышков М.К. Устройство для измерения послойных вертикальных деформаций грунта: авторское свидетельство № 4787635/33, СССР. Опубликовано 30.12.91, Бюл. № 48.
10. Пархоменко С.Г., Яровой В.Г., Кравченко В.А., Меликов И.М. Шинный тестер: патент на изобретение № 2085891, Российская Федерация. Опубликовано 27.07.97.
11. Меликов И.М., Яровой В.Г., Яровой А.В., Кравченко В.А., Пархоменко С.Г. Шинный тестер: патент на изобретение № 2092806, Российская Федерация. Опубликовано 10.10.97.
12. Кравченко В.А., Яровой В.Г., Пархоменко С.Г., Меликов И.М., Яровой А.В. Шинный тестер: патент на изобретение № 2107275, Российская Федерация. Опубликовано 20.03.98.

References

1. Kravchenko V.A., Oberemok V.A., Kravchenko L.V. Increasing the efficiency of machine-tractor units based on wheeled tractors. *Tekhnologiya kole-snykh i gusenichnykh mashin*. 2014. No 6 (16), pp. 45–50 (in Russ.).
2. Koptev V.V., Kravchenko V.A., Yarovoy V.G. i dr. Improving the performance of wheeled propellers. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva*. 2000. No 5, pp. 33–34 (in Russ.).
3. Kravchenko V.A., Oberemok V.A., Yarovoy V.G. Povyshenie ekspluatatsionnykh pokazateley dvizhiteley sel'skokhozyaystvennykh kolesnykh traktorov [Increase of operational parameters of propellers of agricultural wheeled tractors: monograph]. Zernograd: Azovo-Chernomorskiy inzhener-nyy institute Publ., 2015. 212 p.
4. Kravchenko V.A., Yarovoy V.G., Shkarlet A.F. i dr. Perfection of pneumatic tires of mobile agricultural machinery. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2001. No 7, pp. 27 (in Russ.).
5. Kravchenko V.A., Yarovoy V.G., Melikov I.M. The nature of deformation of large-size low-pressure tires of class 5 tractors. *Politematicheskiy setevoy elektronnyy nauchnyy zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta (Nauchnyy zhurnal KubGAU)* [Polythematical web electronic scientific journal of the Kuban State Agrarian University (KubSAU Scientific Journal)]. 2017. No 132(08), pp. 1230–1241 (in Russ.).
6. Kravchenko V.A. Optimization of parameters of propellers of wheeled tractors. *Ekologomeliorativnye aspekty ratsional'nogo prirodoispol'zovaniya: materialy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii* [Ecological and meliorative aspects of rational nature management: materials of the International Scientific and Practical Conference], Volgograd, 31 yanvarya – 3 fevralya 2017 g. Volgograd: Volgogradskiy GAU Publ., 2017. Vol. 3, pp. 17–24 (in Russ.).
7. Kravchenko V.A., Yarovoy V.G., Godunov M.V., Urzhumov K.N., Zatsarinnyy A.V. Shinnyy tester [Tire tester]: patent na izobretenie No 2167402, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 20.05.2001. Byul. No 14.
8. Yarovoy V.G., Kravchenko V.A., Yalamov V.F. i dr. Methods for assessing the impact on the soil of wheeled propellers of agricultural machinery. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Severo-Kavkazskiy region. Tekhnicheskie nauki*. 1994. No 3–4, pp. 179 (in Russ.).
9. Shcheglov A.N., Yarovoy V.G., Burminskiy S.G., Kravchenko V.A., Chernyshkov M.K. Ustroystvo dlya izmereniya posloynnykh vertikal'nykh deformatsiy grunta [Device for measuring layerwise vertical deformations of soil]: avtorskoe svidetel'stvo No 4787635/33, SSSR. Opublikovano 30.12.91, Byul. No 48.
10. Parkhomenko S.G., Yarovoy V.G., Kravchenko V.A., Melikov I.M. Shinnyy tester [Tire tester]: patent na izobretenie No 2085891, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 27.07.97.
11. Melikov I.M., Yarovoy V.G., Yarovoy A.V., Kravchenko V.A., Parkhomenko S.G. Shinnyy tester [Tire tester]: patent na izobretenie No 2092806, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 10.10.97.
12. Kravchenko V.A., Yarovoy V.G., Parkhomenko S.G., Melikov I.M., Yarovoy A.V. Shinnyy tester [Tire tester]: patent na izobretenie No 2107275, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 20.03.98.

ОПТИМИЗАЦИЯ АРМИРУЮЩЕГО СЛОЯ КОМПРЕССОРНОГО КОЛЕСА ИЗ КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА ТУРБОКОМПРЕССОРА ДИЗЕЛЯ

OPTIMIZATION OF THE REINFORCING LAYER OF THE COMPRESSOR WHEEL FROM THE COMPOSITE MATERIAL OF THE DIESEL TURBOCHARGER

А.Н. НЕТРУСОВ

В.М. ФОМИН, д.т.н.

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

A.N. NETRUSOV,

V.M. FOMIN, DSc in Engineering

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia, mixalichDM@mail.ru

Целью данной работы является поиск оптимальной конфигурации варьируемых параметров армирующего слоя компрессорного колеса из композитного материала. Композитный материал, рассмотренный в данной работе, представляет собой углеродную матрицу, наполненную углеродным волокном. Варьируемыми параметрами являлись: доля волокна в композите, общая толщина армирующего слоя, доля волокна в композите ориентированная в окружном направлении диска. Целевая функция в данном исследовании – запас прочности, колеса. Оптимизация параметров проводилась методом Гаусса–Зейделя. На каждом шаге оптимизации решалась задача теории термоупругости анизотропных сред методом конечных элементов. В ходе исследования установлено, что максимальный запас прочности колеса 1,15 достигается при максимальной доле волокна в композите, толщине армирующего слоя 1,4 мм и доле волокна 0,581 ориентированного в окружном направлении. Деформации колеса с вышеприведенными параметрами остаются на допустимом уровне. По результатам расчетов установлено, что существует возможность повышения уровня технологичности изготовления рабочего колеса за счет перехода к армированию диска только в окружном направлении. При этом снижение общего запаса прочности составит менее 6 %. Исходя из результатов, полученных в ходе процесса оптимизации, следует, что в дальнейшем задачу оптимизации для компонентной базы, рассмотренной в работе можно проводить только относительно доли волокна, ориентированного в окружном направлении. В заключительной части работы также проведен анализ массово-инерционных характеристик рабочего колеса из композита с колесом, выполненным по традиционной технологии. Масса и момент инерции ротора в случае применения колеса из КМ будет снижен на 11 и 18 %, соответственно.

Ключевые слова: центробежный компрессор, турбокомпрессор, композитный материал, конечно-элементный анализ.

The purpose of this paper is to search for the optimal configuration of the variable parameters of the reinforcing layer of a compressor wheel made of a composite material. The composite material considered in this paper is a carbon matrix filled with carbon fiber. Variable parameters were the fiber fraction in the composite, the total thickness of the reinforcing layer, and the fiber fraction in the composite oriented in the circumferential direction of the disk. The objective function in this study is the safety factor of the wheel. The parameters were optimized by the Gauss-Seidel method. At each optimization step, the problem of the theory of thermoelasticity of anisotropic media was solved by the finite element method. In the course of the study it was found that the maximum safety factor of the wheel 1,15 is achieved with the maximum fiber fraction in the composite, the thickness of the reinforcing layer 1,4 mm and the fiber fraction 0,581 oriented in the circumferential direction. The deformations of the wheel with the above parameters remain at an acceptable level. According to the results of calculations it is established that it is possible to increase the level of manufacturability of the impeller production due to the transition to the reinforcement of the disk only in the circumferential direction. At the same time, the reduction of the general safety factor will be less than 6 %. Proceeding from the results obtained during the optimization process, it follows that in the future the optimization problem for the component base considered in the work can be carried out only with respect to the fiber fraction oriented in the circumferential direction. In the final part of the work, an analysis of the mass-inertial characteristics of a composite wheel with a wheel produced using traditional technology was made. The mass and moment of inertia of the rotor in the case of a wheel from composite material will be reduced by 11 % and 18 %, respectively.

Keywords: centrifugal compressor, turbocompressor, composite material, finite element analysis.

Введение

В настоящее время основным требованием к большинству типов турбокомпрессоров (ТК) дизелей является совершенствование уровня эксплуатационных качеств – в первую очередь, повышение ресурсных характеристик и надежности [1, 2], а также снижение инерционности ротора ТК, повышение допустимой частоты вращения. Одним из решений в направлении достижения требуемых качеств является применение композиционных материалов (КМ) для элементов ротора ТК. Следует отметить, что в последнее время в зарубежной и отечественной исследовательской практике появился целый ряд работ по поиску подобного решения, в общем виде показывающих его потенциальные возможности [3–6].

Однако, несмотря на большое количество предложенных конструкторских решений по разработке рабочих колес (РК) из КМ и широкого спектра КМ [7, 8], на данный момент отсутствуют исследования по повышению прочностных качеств подобных колес, где ключевой проблемой является поиск оптимальной структуры армирования его матрицы, что является одним из факторов, сдерживающих практическую реализацию этих решений.

Таким образом, дальнейшее развитие исследований по поиску оптимального армирования рабочих колес ТК из КМ как определяющего фактора их эксплуатационной надежности, является одним из актуальных направлений в области создания высокоэффективных ТК для автотракторных двигателей.

Цель исследования

Цель исследования состоит в поиске оптимальной конфигурации армирования компрессорного колеса ТК, выполненного из ха-

отически армированного КМ с армирующим слоем из КМ в виде непрерывных волокон, для выявления максимума показателей прочностных качеств РК. Для достижения этой цели в работе ставились и решались следующие задачи:

постановка задачи оптимизации. Выбор и описание варьируемых параметров и целевых функций оптимизации, локализации интервалов допустимых значений варьируемых параметров;

- проведение оптимизации;
- анализ результатов.

Объектом исследования было выбрано компрессорное колесо ТК из КМ, описанное в работе А.Н. Нетрусова и В.М. Фомира [4] (см. рис. 1). Согласно стандартным требованиям на типоразмеры ТК, колесо имело внешний диаметр 130 мм.

Армирующий слой сформирован путем очередной укладки монослоев в соответствии с выбранной схемой ориентации друг относительно друга. Каждый монослой представляет собой однонаправленный композиционный материал с непрерывными волокнами. В данном исследовании было рассмотрено три варианта схемы укладки (ориентации) армирующего слоя в диске РК: $0/90^\circ$, $0/90^\circ/0/90^\circ$, $0/90^\circ/0$, где 0° совпадает с окружным направлением в диске.

Метод исследования

Исследование проводилось методом Гаусса-Зейделя (метод покоординатного спуска для отыскания экстремума целевой функции). Для каждой комбинации варьируемых параметров решалась задача линейной теории термоупругости анизотропных сред. Решение этой задачи реализовано методом конечных элементов в программном комплексе Femap.

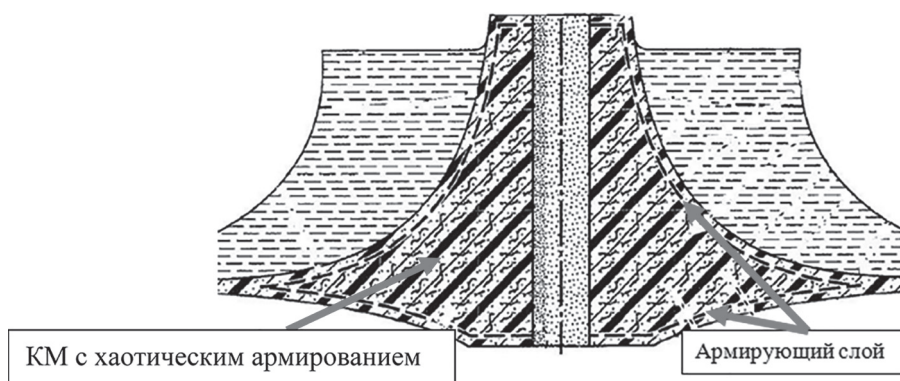


Рис. 1. Схема компрессорного колеса из композиционного материала с армирующим слоем из непрерывных волокон, объекта исследования

Все результаты расчета были получены для предельно максимальной частоты вращения ротора 1250 с^{-1} . Характер теплового воздействия на конструкцию РК принимался согласно результатам исследования в работе В.А. Луценко [2].

По итогам оптимизации проводился сравнительный анализ массово-инерционных характеристик РК оптимизированного варианта с РК, выполненным по традиционной технологии.

Результаты и обсуждения

В качестве матрицы КМ в данном исследовании принят материал типа «Карбул» [3]. В качестве упрочняющих волокон рассматривались высокомодульные углеродные волокна, которые имеют высокие физико-механические свойства, температурную устойчивость и низкую плотность. Свойства материалов матрицы и волокна приведены в табл. 1 и 2, соответственно. Последующий расчет обобщенных свойств исследуемого композита с использованием приведенных в таблицах свойств материалов его компонентов проведен согласно работе Д.М. Карпиноса [7].

Таблица 1

Свойства материала матрицы

Наименование свойства	Значение
Плотность ρ	1200
Модуль упругости E , ГПа	10
Предел прочности $[\sigma_m]$, МПа	110
Коэффициент Пуассона μ	0,25
Коэффициент линейного теплового расширения α , $10^{-6} \text{ град}^{-1}$	3

Таблица 2

Свойства материала армирующего волокна

Наименование свойства	Значение
Плотность ρ	1950
Модуль упругости E , ГПа	650
Предел прочности $[\sigma_f]$, МПа	4000
Коэффициент Пуассона μ	0,2
Коэффициент линейного теплового расширения α , $10^{-6} \text{ град}^{-1}$	-0,4

Решение задач оптимизации связано с анализом большого количества данных и результатов, что обуславливает высокую трудоемкость их выполнения. Отсюда следует необходимость уменьшения количества менее значимых варьируемых параметров и локализации интервалов допустимых значений варьируемых параметров. По результатам предварительного анализа для поиска оптимальной

конфигурации армирования компрессорного колеса ТК были приняты три варьируемых параметра, оказывающих доминирующее влияние на прочностные качества колеса.

Первым из них является доля V_f волокна армирующего слоя в составе КМ. Данная величина для однонаправленных композиционных материалов может иметь значения от $V_{f\min} = 0,4$ до $V_{f\max} = 0,8$.

Вторым варьируемым параметром является доля m толщины армирующего слоя, у которого волокно ориентировано в окружном направлении. Интервал варьирования данного параметра принимался на основании исследования [4] и имеет диапазон от $m_{\min} = 0,5$ до $m_{\max} = 1$.

Третьим варьируемым параметром является общая толщина t армирующего слоя. Для колеса выбранного стандартного типоразмера ТК стенка диска имеет минимальную толщину 3,3 мм. С учетом этого в процессе оптимизации был принят диапазон варьирования в пределах от $t_{\min} = 0,2$ мм до $t_{\max} = 1,4$ мм, т.к. толщина армирующего слоя должна быть сопоставима с толщиной внешнего слоя из основного материала, который будет покрывать армирующий слой и обеспечивать возможность формирования лопаточного венца на диске. В общем случае для других типоразмеров турбокомпрессоров данный диапазон варьирования может изменяться в зависимости от геометрической конфигурации РК.

С учетом целевой направленности исследования в качестве целевой функции принят запас прочности. Запас прочности РК для каждой комбинации варьируемых параметров равен:

$$n_0 = \min(n, n_{cm}),$$

где $n = [\sigma_m] / \sigma_{\text{экр}}$ – запас прочности по основному материалу РК; здесь $[\sigma_m]$ – предел прочности материала типа «Карбул» (см. табл. 1); $\sigma_{\text{экр}}$ – эквивалентные напряжения в основном материале, определяемые в соответствии с энергетической теорией прочности Губера – Мизеса-Генки [7].

Запас прочности армирующего слоя с непрерывными волокнами $n_{\text{ст}}$ оценивался в соответствии с критерием Мизеса – Хилла [7]. Критерий Мизеса – Хилла был принят ввиду его простоты использования, благодаря тому что минимальное значение запаса прочности по всем монослоям постпроцессор Femap определяет автоматически.

В ходе исследования проведена предварительная оценка зависимости запаса прочности РК от количества разбиения общей толщины армирующего слоя на монослои. Для этого проведены расчеты со следующими тремя схемами армирования РК: $0/90^0$, $0/90^0/0/90^0$, $0/90^0/0$, где 0^0 совпадает с окружным направлением в диске. Наибольшая относительная разница запасов прочности между второй и третьей схемой армирования, определенными в соответствии с критерием Мизеса – Хилла, составила 3 %.

На основании вышесказанного можно сделать вывод о том, что с точки зрения расчета нет значительного различия, из какого количества монослоев сформирован армирующий слой. Поэтому в ходе процедуры оптимизации можно рассматривать минимальное количество монослоев, равное 2.

Таким образом, условие оптимизации будет иметь следующий вид:

$$n_0(V_f, t, m) \rightarrow \max,$$

$$\text{где } V_{f \min} < V_f < V_{f \max}, \quad m_{\min} < m < m_{\max}, \\ t_{\min} < t < t_{\max}.$$

Для расчета были использованы тетраэдральные элементы и элементы типа *laminare*. В качестве граничных условий было принято, что РК компрессора по поверхности отверстия под вал закреплено в окружном направлении. В осевом направлении – колесо неподвижно по поверхностям его ступицы. Конечно-элементная модель аналогична модели, представленной в работе А.Н. Нетрусова и В.М. Фомина [4].

Суммарное количество проведенных расчетов для различных комбинаций варьируемых параметров – 31. В ходе работы были написаны отдельные подпрограммы для выполнения некоторых операций, таких как создание пакета слоев, оценка свойств элементов и т.д. Это позволяет значительно сократить необходимое время для подготовки модели и проведения процедуры расчетного анализа.

Параллельно с выполнением расчетов оценивалась погрешность их результатов. Эта оценка производилась с помощью правила Рунге, основанного на сравнительном анализе данной модели с конечно-элементной моделью, имеющей в восемь раз меньше узлов. Установлено, что по напряжениям, возникающим в колесе, погрешность не превышает 10 %.

Анализ поведения целевой функции проведен в декартовой системе координат для каж-

дого из трех указанных выше варьируемых параметров путем поочередного «закрепления» двух из них.

Условие прекращения процесса оптимизации принято в следующем виде:

$$\max \left(\frac{|V_{f_{k+1}} - V_{f_k}|}{V_{f_k}}, \frac{|t_{k+1} - t_k|}{t_k}, \frac{|m_{k+1} - m_k|}{m_k} \right) \leq \varepsilon,$$

где ε – относительная погрешность определения варьируемых параметров; k – номер итерации.

Допустимая погрешность значений варьируемых параметров для соседних итераций в данном исследовании принята равной 0,05.

Расчеты по оценке поведения целевой функции (запас прочности) от варьируемых параметров проводились для каждой последовательно чередующейся стадии итерации. На четвертой итерации было выполнено принятое условие прекращения процесса оптимизации ($\varepsilon = 0,05$). В результате получен вектор оптимальных значений варьируемых параметров: доля волокна армирующего слоя $V_f = 0,8$, доля толщины армирующего слоя $m = 0,581$, общая толщина армирующего слоя $t = 1,4$ мм.

В ходе процесса оптимизации установлено, что максимальный общий запас прочности РК равен 1,14. Он ограничивается пределом прочности основного материала в зоне лопаточного венца. Это происходит из-за достижения армирующим слоем определенной жесткости (в большей степени в окружном направлении), при которой материал матрицы диска практически перестает воспринимать усилия от центробежной нагрузки. В этом случае начинает работать только армирующий слой. Наиболее напряженная зона отверстия разгружается, а самым уязвимым местом становится корневая часть лопатки (рис. 2).

При этом общий запас прочности для РК из КМ с армирующим слоем из непрерывных волокон остается на том же уровне, что и для традиционных алюминиевых РК. При этом применение для упрочняющего армирующего слоя углеродных высокомодульных волокон обуславливает возможность использовать в качестве матрицы РК более дешевый и легкий материал типа «Карбул».

Дополнительной мерой, направленной на повышение прочности колеса, может стать уменьшение толщины стенки диска, что позволит снизить его массу и воздействие цен-

требужных сил на армирующий слой и лопаточный венец. Данное мероприятие следует осуществлять после уточнения минимально необходимой толщины внешнего армирующего слоя.

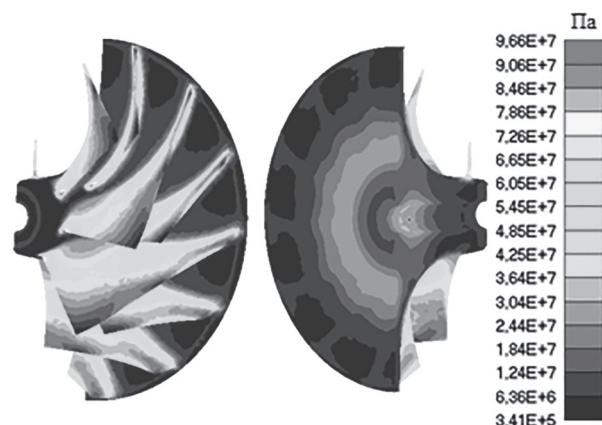


Рис. 2. Цветографическая схема обобщенных напряжений в РК компрессора, изготовленного из КМ, с дополнительным армирующим слоем при оптимальных значениях варьируемых параметров: $V_f = 0,8$; $m = 0,581$; $t = 1,4$ мм

На основании анализа данных можно заключить, что существует возможность повышения уровня технологичности изготовления РК за счет перехода к армированию только в окружном направлении, при котором снижение общего запаса прочности не превысит 6 %.

При этом для данной структуры армирования при снижении толщины армирующего слоя до $t = 0,8$ мм общий запас прочности колеса практически сохраняется, что указывает на возможность дополнительного снижения его массово-инерционных характеристик.

Следует отметить, что благодаря тому что для вышеописанной компонентной базы композита были установлены значения граничных параметров V_f и t , при которых целевая функция принимает максимальное значение, в будущем подобная оптимизационная задача может решаться только относительно параметра m , т.е. от доли монослоев в армирующем слое.

На последующем этапе исследования проводилась оценка деформируемости РК под действием температурного воздействия и центробежной нагрузки. Максимальные суммарные перемещения на диаметре отверстия РК составляют 5–12 мкм (см. рис. 3), что значительно меньше, чем у аналогичного алюминиевого колеса. Особенность распределения максимальных деформаций на диаметре от-

верстия заключается в том, что они смещены на некоторое расстояние по осевой координате от задней стенки РК вглубь диска. В зоне отверстия, на торце колеса, суммарные перемещения меньше в два раза, чем в зоне максимальных перемещений, которые локализованы у задней стенки РК. Это выгодно отличает данные РК от колес, выполненных по традиционной технологии из металлических материалов. Для конструкции РК с оптимизированным армирующим слоем отпадает необходимость традиционной установки втулки в отверстие колеса для обеспечения необходимых допусков на размеры сопряжения вала с колесом.

Перемещения на внешнем диаметре РК из КМ (140 мкм) не превышают максимально допустимое значение для алюминиевого аналога (350 мкм), что исключает необходимость в уменьшении внешнего диаметра для предотвращения контакта колеса с корпусом компрессора.

Стоит также отметить, что максимальные суммарные перемещения 523 мкм локализуются на кромках лопаток (см. рис. 3). Однако перемещения вдоль оси z в этой зоне имеют отрицательные значения, т.е. они не приведут к контакту РК с корпусом компрессора. Радиальные перемещения на кромках лопаток не превышают 270 мкм, что также меньше допустимых значений.

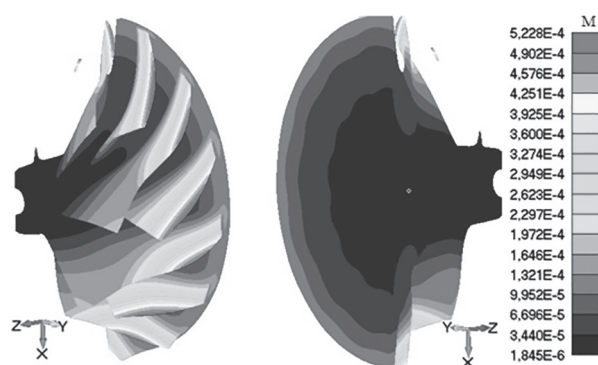


Рис. 3. Цветографическая схема суммарных перемещений РК компрессора, изготовленного из КМ, с дополнительным армирующим слоем при оптимальных значениях варьируемых параметров: $V_f = 0,8$; $m = 0,581$; $t = 1,4$ мм

На заключительном этапе исследования произведена оценка массово-инерционных характеристик оптимизированной конструкции РК из КМ. Масса составила 0,24 кг, а момент инерции $346 \cdot 10^{-6}$ кг·м². Для сравнения масса

и момент инерции аналогичного РК из алюминия равны 0,49 кг и $650 \cdot 10^{-6}$ кг·м², соответственно. Таким образом, применение КМ для колеса компрессора ТК позволяет снижать его массу и момент инерции почти в два раза: на 51 и 48 % соответственно. При этом общая масса и момент инерции всего ротора могут быть снижены на 11 и 18 %.

Здесь стоит отметить, что существует возможность дополнительного снижения массово-инерционных характеристик РК компрессора из КМ. Она заключается, как было обосновано выше, в уменьшении толщины стенки диска.

Заключение

Результаты выполненного исследования позволяют сформулировать следующие положения.

1. Максимальный запас прочности компрессорного РК из базового материала матрицы типа «Карбул» с упрочняющим армирующим слоем из КМ, наполненного непрерывным углеродным волокном, будет ограничиваться прочностными качествами базового материала в зоне лопаточного венца, он равен 1,14, что соответствует значению этого показателя для алюминиевых колес ТК.

2. Деформирование РК по внешнему и внутреннему диаметру не превышают уровень алюминиевого колеса. Установки втулки в отверстие РК для получения необходимых допусков на размеры сопряжения вал – колесо не требуется, также как и не требуется уменьшения внешнего диаметра для предотвращения контакта колеса с корпусом компрессора.

3. Снижение общей массы и момента инерции РК за счет применения КМ составит 51 и 48 %, а всего ротора в целом – 11 и 18 %, соответственно.

4. Существует возможность перехода на армирующие слои, в которых волокна ориентированы только в окружном направлении. Данное мероприятие не приведет к снижению прочности РК, однако, значительно упростит технологию его изготовления.

Данные положения обуславливают очевидную перспективу применения КМ с оптимизированной структурой армирования для компрессорных колес ТК, что связано с возможностью значимого снижения инерционности ротора при сохранении допустимых прочностных качеств. Следствием этого является совершенствование уровня эксплуатационных

качеств ТК (снижение инерционных нагрузок и повышение ресурса работы, улучшение приемистости на переходных режимах работы и др.).

Литература

1. Каминский В.Н. Каминский Р.В., Григоров И.Н., Тергулов Т.И., Сибиряков С.В. Расчет напряженно-деформируемого состояния колеса компрессора турбокомпрессора транспортного ДВС // Научград. 2016. № 4 (10). С. 46–51.
2. Луценко В.А. Формирование и обеспечение качества подшипникового узла турбокомпрессора высокофорсированного автомобильного дизеля на этапе проектирования и доводки: дис. ...канд. техн. наук. Набережные Челны, 2014. 121 с.
3. Нетрусов А.Н., Фомин В.М. Исследование прочностных качеств рабочих колес из композитного материала агрегатов наддува дизелей // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 2. С. 21–28.
4. Нетрусов А.Н., Фомин В.М. Сравнительный анализ характеристик ротора турбокомпрессора из композиционных и традиционных материалов // Научград. 2017. № 2 (12). С. 66–73.
5. Нетрусов А.Н., Фомин В.М. Композиционные материалы для рабочих колес турбокомпрессоров автотракторных двигателей // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 8. С. 28–36.
6. Hommes D.J., Williams C.E. Composite centrifugal compressor wheel. United States Patent № US 8,794,914. Date of patent 05.08.2014. 8 p.
7. Карпинос Д.М. Композиционные материалы. Справочник. Киев: Наукова думка, 1975. 592 с.
8. Пятов И.С., Шибоев О.В., Бузинов В.Г., Макаров А.Р., Костюков А.В., Поседко В.Н., Финкельберг Л.А., Костюченков А.Н. Углеродные материалы для деталей ГТД и ДВС, проблемы и перспективы // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. № 4 (22). Т. 1. С. 55–60.

References

1. Kaminskiy V.N. Kaminskiy R.V., Grigorov I.N., Teregulov T.I., Sibiryakov S.V. Calculation of the stress-strain state of the compressor wheel of the turbocharger of the transport ICE. Naukograd. 2016. No 4 (10), pp. 46–51 (in Russ.).
2. Lushchenko V.A. Formirovaniye i obespecheniye kachestva podshipnikovogo uzla turbokompressora vysokoforsirovannogo avtomobil'nogo dizelya na etape proektirovaniya i dovodki: dis. ...kand. tekhn. nauk [Formation and quality assurance of the turbocharger bearing assembly of a highly-engineered diesel engine at the design and operational stage]. Naberezhnye Chelny, 2014. 121 p.

3. Netrusov A.N., Fomin V.M. Investigation of the strength properties of impellers made of composite material of diesel engines. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2017. No 2, pp. 21–28 (in Russ.).
4. Netrusov A.N., Fomin V.M. Comparative analysis of turbocharger rotor characteristics from composite and traditional materials. *Naukograd*. 2017. No 2 (12), pp. 66–73 (in Russ.).
5. Netrusov A.N., Fomin V.M. Composite materials for impellers of turbochargers of automotive and tractor engines. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2017. No 8, pp. 28–36 (in Russ.).
6. Hommes D.J., Williams C.E. Composite centrifugal compressor wheel. United States Patent No US 8,794,914. Date of patent 05.08.2014. 8 p.
7. Karpinos D.M. *Kompozitsionnye materialy. Spravochnik* [Composite materials. Directory]. Kiev: Naukova dumka Publ., 1975. 592 p.
8. Pyatov I.S., Shiboev O.V., Buzinov V.G., Makarov A.R., Kostyukov A.V., Posedko V.N., Finkel'berg L.A., Kostyuchenkov A.N. Carbon materials for GTE and ICE parts, problems and prospects. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2014. No 4 (22). Vol. 1, pp. 55–60 (in Russ.).

НЕКОТОРЫЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ МНОГОЦИКЛОВОЙ НАГРУЗКИ НА ТВЕРДОСТЬ ТОПЛИВОПРОВОДА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

PRELIMINARY RESULTS OF THE STUDY OF THE EFFECT OF A MULTI-CYCLE LOAD ON THE HARDNESS OF A HIGH-PRESSURE FUEL PIPE

В.О. СВЕЩИНСКИЙ, к.т.н.
С.П. БОБРОВ
И.С. ТЕРЕЩЕНКО

Алтайский завод прецизионных изделий, Барнаул,
Россия, sveschinsky@yandex.ru

V.O. SVESHCHINSKIY, PhD in Engineering
S.P. BOBROV
I.S. TERESHCHENKO

Altai precision components plant, Barnaul, Russia,
sveschinsky@yandex.ru

Проведено исследование влияния внутреннего давления на распределение твердости в стенке топливopовода. В контурах высокого давления систем Common Rail давление топлива намного превышает уровень давления в традиционных топливных системах. Вследствие этого представляет практический интерес изменение механических свойств материалов деталей в процессе эксплуатации. В настоящей работе была сделана попытка оценки влияния многоциклового нагружения топливopовода высоким внутренним давлением на твердость материала, из которого был изготовлен топливopовод. Нагружение осуществляли в условиях безмоторного испытательного стенда давлением дизельным топливом под давлением 160 МПа. Продолжительность испытаний составляла 500 часов. При выбранных частоте вращения вала насоса и частоте срабатывания клапанов электрогидроуправляемых форсунок это было эквивалентно примерно 96x106 циклов. Перед испытаниями и по их завершению были произведены измерения твердости в поперечном сечении топливopоводов. Получены распределения значений твердости, свидетельствующие о существовании – в данных условиях нагружения – процесса самоупрочнения материала. В исходном состоянии топливopоводы характеризуются некоторой анизотропией твердости и, соответственно, прочностных характеристик. При этом неоднородность поля значений твердости уменьшается с уменьшением радиуса расположения слоя материала. Рассеяние значений твердости имеет место как вдоль оси топливopовода, так и в окружном направлении. Нагружение топливopоводов системы типа Common Rail пульсирующим гидравлическим давлением приводит к перераспределению значений твердости в стенке топливopоводов. Обнаружено, что в слоях материала, расположенных ближе к центральному каналу топливopовода, выравнивание твердости, по мере наработки, происходит в большей степени, чем в слоях, удаленных от центрального канала. В целом происходит повышение твердости, что можно трактовать, как упрочнение топливopовода при работе.

Ключевые слова: твердость, труба, сечение, наработка.

Investigation of the effect of internal pressure on the distribution of hardness in the fuel pipe wall was conducted. In the high pressure circuits of Common Rail systems, the fuel pressure is much higher than the pressure level in conventional fuel systems. That is why it is of practical interest to change the mechanical properties of the component materials during operation. In the present work, an attempt was made to evaluate the influence of the multi-cycle loading of the fuel pipe with a high internal pressure on the hardness of the material from which the fuel line was made. The loading was carried out under the conditions of a non-motorized test bench with a pressure of diesel fuel of 160 MPa. The test duration was 500 hours. With the selected pump shaft speed and the response frequency of the electrohydraulic control valves this was equivalent to approximately 96x106 cycles. Before and after the tests, hardness measurements were made in the cross section of the fuel lines. The distributions of hardness values are obtained, which testify the existence, under the given loading conditions of a self-hardening process of the material. In the initial state, fuel lines are characterized by a certain anisotropy of hardness and, accordingly, strength characteristics. In this case, the inhomogeneity of the field of values of hardness decreases with decreasing radius of location of the material layer. Dispersion of hardness values takes place both along the axis of the fuel pipe and in the circumferential direction. Loading of fuel pipes of the Common Rail type with pulsating hydraulic pressure leads to a redistribution of the hardness values in the fuel pipe wall. It is found that in the layers of material located closer to the central channel of the fuel pipe, the hardness equalization occurs to a greater extent as it is used, than in layers located far from the central channel. In general, the hardness is increased, which can be interpreted as the hardening of the fuel line during operation.

Keywords: hardness, pipe, cross section, result.

Введение

Исследования российских и иностранных специалистов подтверждают наличие остаточных напряжений в прокатных профилях [1], в том числе в тонкостенных стальных трубах [2]. В основе технологии изготовления тонкостенных и толстостенных холоднодеформированных стальных труб лежит общий принцип многократного волочения, поэтому можно предположить, что в толстостенных стальных бесшовных трубах существуют остаточные напряжения. Эти напряжения обусловлены, в том числе, поверхностным пластическим деформированием как на этапе изготовления проката – при волочении, так и на этапе изготовления конечного изделия – при посадке соединительных головок и гибочных операциях.

Определение остаточных напряжений является актуальной, но сложной задачей [3]. Методы обнаружения, измерения и анализа остаточных напряжений подробно описаны в литературе [1, 4–9]. Во многих случаях обнаружение и измерение остаточных напряжений требуют наличия специального, весьма дорогостоящего, оборудования. В то же время известен относительно простой метод экспресс-анализа напряженного состояния детали, называемый методом твердости. Этот метод позволяет сделать качественную оценку напряженного состояния детали в конкретном сечении [8].

Интерес к распределению твердости в сечениях деталей у многих специалистов объясняется существованием взаимосвязи между твердостью и напряжениями, в частности остаточными напряжениями. Твердость как универсальная характеристика материала детали использована для анализа стальных трубопроводов, в частности, в работе Е.В. Пояркова и И.Р. Кузеева [6]. Было показано, что картина распределения твердости по сечению детали позволяет оценить неоднородность механических характеристик материала как косвенное отражение напряженного состояния.

Развитие отечественных конструкций топливных систем типа Common Rail приводит к необходимости решения многих технических задач, связанных, в том числе, с проектированием, производством и эксплуатацией топливопроводов высокого давления. Представляет практический интерес, в частности, изменение механических характеристик, например твердости в процессе эксплуатации.

Цель исследования

Целью исследования является оценка влияния многоциклового нагружения стальной бесшовной трубы топливопровода высокого давления внутренним давлением при знакопостоянном асимметричном цикле на твердость материала.

Материалы и методы исследований

Исследования были проведены для бесшовных труб размерности Ш8Чвн.3, изготовленных из стали типа St52. Фактический химический состав стали (набор легирующих элементов) приведен в табл. 1.

Таблица 1

Химический состав стали трубы

Химический элемент	C	Si	Mn	P	S
Содержание, %	0,220	0,550	1,600	0,035	0,035

Из трубы были изготовлены два топливопровода, установлены накладки гайки и посажены соединительные головки с уплотнительным профилем.

Твердость измеряли на микротвердомере SHIMADZU HMV-G21DT в нескольких поперечных сечениях образцов до и после наработки на окружностях двух радиусов: R2 и R3,5 мм. На каждой окружности твердость измеряли в восьми равнорасположенных точках. Контрольные сечения располагали на прямых участках трубы, чтобы исключить возможные искажения из-за влияния перераспределения твердости при гибке.

Образец топливопровода высокого давления был установлен на безмоторный стенд для обкатки компонентов топливных систем типа Common Rail – насосов высокого давления и форсунок. Топливопровод соединял топливный аккумулятор высокого давления и электроуправляемую форсунку. Одновременно на стенде обкатывалось 4 форсунки. Частота вращения вала топливного насоса высокого давления составляла 3200 мин⁻¹, частота срабатываний электромагнитных клапанов форсунок была установлена равной частоте вращения вала насоса, то есть за один оборот происходило по одному впрыску каждой форсункой. Системное давление топлива в аккумуляторе составляло 160 МПа на всем протяжении испытаний. Общий вид топливной аппаратуры, установленной на стенде, показан на рис. 1.

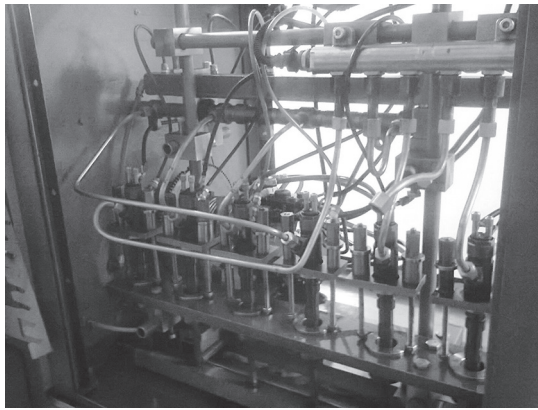


Рис. 1. Общий вид топливной аппаратуры, установленной на стенде. На переднем плане – длинные опытные топливопроводы высокого давления

Чистая наработка составила 500 часов.

В данной работе не принимали во внимание возникновение и существование иных колебаний давления в топливопроводе, чем волны разрежения, возникающие при впрыске форсункой. Нагружение топливопровода рассматривали, как событие, инициируемое только впрыском топлива форсункой. Поэтому количество циклов нагружения считали равным количеству впрысков за время наработки. За 500 часов работы стенда количество циклов нагружения составило около $96 \cdot 10^6$. Это позволяет оценивать проведенное нагружение топливопровода как многоцикловое.

Результаты измерений твердости в поперечных сечениях топливопроводов до и после наработки приведены на рис. 2.

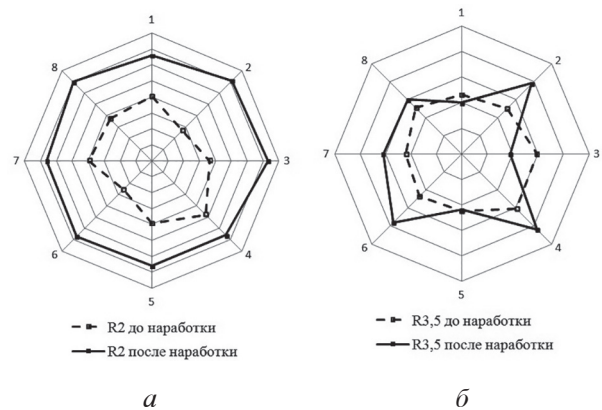


Рис. 2. Изменение твердости в поперечном сечении топливопроводов высокого давления на радиусе R2 мм (а) и R3,5 мм (б) (средние значения)

Так как твердость измеряли в нескольких сечениях, были получены массивы значений, иллюстрирующие неоднородность свойств материала топливопровода как вдоль его оси, так и в окружном направлении. Результаты количественной оценки рассеяния значений твердости приведены в табл. 2 и 3.

Обсуждение результатов

В исходном состоянии топливопроводы характеризуются некоторой анизотропией прочностных характеристик, поскольку твердость, безусловно, относится именно к прочностным характеристикам материала. При этом наблюдается рассеяние значений твердости как вдоль оси топливопровода, так и в окружном направлении.

Таблица 2

Результаты измерений твердости HV_1 на окружности радиуса R2 мм

№	до установки на стенд				после наработки 500 ч			
	результаты по сечениям				результаты по сечениям			
	среднее	min	max	σ	среднее	min	max	σ
1	200,25	188	209	9,71	213	209	217	4,62
2	193,5	178	223	20,17	215,5	209	222	7,51
3	198,25	182	225	18,64	216,5	213	220	4,04
4	204	188	221	13,54	213	205	221	9,24
5	199,75	188	224	16,42	213	208	218	5,77
6	192,75	184	202	9,57	213,5	208	219	6,35
7	199,75	180	214	14,38	213	207	219	6,93
8	198,5	190	212	9,47	215	212	218	3,46
результаты по точкам на окружности	среднее			13,99	213			5,99
	min	192,75						
	max	204			216,5			
	σ	3,67			1,40			

Таблица 3

Результаты измерений твердости HV_1 на окружности радиуса R3,5 мм

№	до установки на стенд				после наработки 500 ч			
	результаты по сечениям				результаты по сечениям			
	среднее	min	max	σ	среднее	min	max	σ
1	206,5	198	211	5,80	205	200	210	5,77
2	207,5	198	222	10,21	214,5	204	225	12,12
3	209,75	200	233	15,76	204,5	196	213	9,81
4	210,25	198	221	10,28	216	208	224	9,24
5	206,25	192	225	15,20	206	200	212	6,93
6	206,75	196	216	9,78	214	209	219	5,77
7	206	190	234	20,33	210,5	206	215	5,20
8	207,75	197	222	10,90	210	204	216	6,93
результаты по точкам на окружности	среднее			12,28				7,72
	min	206			204,5			
	max	210,25			216			
	σ	4,25			11,5			

При работе двигателя топливopоводы высокого давления нагружены пульсирующим внутренним гидравлическим давлением. Как показывают полученные результаты, чем ближе к центральному каналу топливopовода расположены слои материала, тем в большей степени происходит выравнивание в них твердости и, как можно предположить, других прочностных характеристик.

Если оценивать рассеяние по такому распространенному статистическому показателю, как стандартное отклонение случайной величины, то видно, что для слоя, расположенного на радиусе R2 мм, эта величина уменьшилась после наработки в окружном направлении почти в 2,5 раза и почти в 2 раза в среднем по сечениям. Этот результат на качественном уровне не противоречит известным методам уменьшения остаточных напряжений, описанных в литературе, в частности, в работах [7, 10].

В слое, расположенном на радиусе R3,5 мм, также происходит увеличение неоднородности материала. Величина стандартного отклонения значений твердости, замеренных после нагружения топливopовода на стенде, снижается в меньшей степени, чем на радиусе R2 мм. При этом степень рассеяния на радиусе R3,5 мм выше, чем на радиусе R2 мм, как для исходного состояния образца, так и для состояния после нагружения.

Если интерпретировать повышение твердости как упрочнение материала можно констатировать некоторое упрочнение топливopовода в течение первых 500 часов работы.

Зафиксированные случаи меньших значений твердости на образце после нагружения на

стенде, чем на исходном образце, могут быть связаны, в том числе, с исходной неоднородностью материала образцов.

Выводы

1. Нагружение топливopоводов, связывающих аккумулятор и форсунки топливной системы типа Common Rail, пульсирующим гидравлическим давлением во время работы приводит к перераспределению значений твердости в стенке топливopоводов.

2. Неоднородность поля значений твердости уменьшается с уменьшением радиуса расположения слоя материала.

3. В целом происходит повышение твердости, что можно трактовать как упрочнение топливopовода при работе.

4. Для получения дополнительной информации о состоянии материала после более длительной наработки – соизмеримой с ресурсными значениями – целесообразно провести соответствующие испытания.

Литература

1. Иванов А.П., Кирьязева Л.П. Экспериментально-аналитическое определение полей остаточных напряжений в прокатных двутаврах // Сборник научных трудов ДонГТУ. 2012. № 36. С. 377–382.
2. Шимов Г.В., Серебряков А.В., Серебряков А.В., Розенбаум М.А. Исследование полей остаточных напряжений в особотонкостенных трубах из нержавеющей стали после волочения // Вестник ЮУрГУ. Серия: Металлургия. 2016. Т. 16. № 2. С. 127–132.
3. Колмогоров Г.Л., Кузнецова Е.В., Полетаева А.Ю. Деформативность металлов при опреде-

лении технологических остаточных напряжений в трубах // Вестник ПНИПУ. Механика. 2012. № 1. С. 43–49.

4. Тарасов Ю.Л., Хвесьюк О.В. Распределение напряжений в стенках трубопроводов при коррозионных повреждениях // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2011. Т. 13. № 1 (3). С. 702–706.
5. Рудаченко А.В., Саруев А.Л. Исследования напряженно-деформированного состояния трубопроводов. Томск: Издательство политехнического университета, 2011. 136 с.
6. Пояркова Е.В., Кузеев И.Р. Макромасштабные уровни диагностики механического состояния металла высокотемпературных трубопроводов // Нефтегазовое Дѐло. Электронный научный журн. 2015. № 4. Режим доступа: <http://ogbus.ru>. (дата обращения: 04.10.2016).
7. Вишняков Я.Д., Пискарев В.Д. Управление остаточными напряжениями в металлах и сплавах. М.: Metallurgiya, 1989. 254 с.
8. Буркин С.П., Шимов Г.В., Андрюкова Е.А. Остаточные напряжения в металлопродукции. Екатеринбург: Издательство Уральского государственного университета, 2015. 248 с.
9. Буркин С. П., Логинов Ю. Н., Тропотов А. В. и др. Анализ способов определения и устранения остаточных напряжений в трубных заготовках // Достижения в теории и практике трубного производства: материалы 1-й Российской конференции по трубному производству «Трубы России-2004», [Екатеринбург, 10–12 марта 2004 г.]. Екатеринбург: Издательство Уральского государственного технического университета, 2004. С. 87–97.
10. Иванов Д.А., Засухин О.Н. Способ снятия растягивающих остаточных напряжений на поверхности металлических изделий: патент на изобретение № 2458155, Российская Федерация. Опубликовано 10.08.2012. Бюл. № 22.

References

1. Ivanov A.P., Kir'yazeva L.P. Experimental-analytical determination of residual stress fields in rolled I-bars. *Sbornik nauchnykh trudov DonGTU*. 2012. No 36, pp. 377–382 (in Russ.).
2. Shimov G.V., Serebryakov A.V., Serebryakov A.V., Rozenbaum M.A. Investigation of residual stress fields in extra-thin-walled stainless steel pipes after traction. *Vestnik YuUrGU. Seriya: Metallurgiya*. 2016. Vol. 16. No 2, pp. 127–132 (in Russ.).
3. Kolmogorov G.L, Kuznetsova E.V., Poletaeva A.Yu. Metal deformability in determining technological residual stresses in pipes. *Vestnik PNIPU. Mekhanika*. 2012. No 1, pp. 43–49 (in Russ.).
4. Tarasov Yu.L., Khvesyuk O.V. Distribution of stresses in the walls of pipelines in case of corrosion damage. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*. 2011. Vol. 13. No 1 (3), pp. 702–706 (in Russ.).
5. Rudachenko A.V., Saruev A.L. Issledovaniya napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya truboprovodov [Investigations of the stress-strain state of pipelines]. Tomsk: Izdatel'stvo politekhnicheskogo universiteta Publ., 2011. 136 p.
6. Poyarkova E.V., Kuzeev I.R. Macro-scale levels of diagnostics of the mechanical state of metal of high-temperature pipelines. *Neftgazovoe Dѐlo. Elektronnyy nauchnyy zhurn*. 2015. No 4 (in Russ.). URL: <http://ogbus.ru>. (accessed: 04.10.2016).
7. Vishnyakov Ya.D., Piskarev V.D. Upravlenie ostatochnymi napryazheniyami v metallakh i splavakh [Control of residual stresses in metals and alloys]. Moscow: Metallurgiya Publ., 1989. 254 p.
8. Burkin S.P., Shimov G.V., Andryukova E.A. Ostatochnye napryazheniya v metalloproduktii [Residual stresses in metal products]. Ekaterinburg: Izdatel'stvo Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta Publ., 2015. 248 p.
9. Burkin S. P., Loginov Yu. N., Tropotov A. V. i dr. Analysis of methods for determining and eliminating residual stresses in tube billets. *Dostizheniya v teorii i praktike trubnogo proizvodstva: materialy 1-y Rossiyskoy konferentsii po trubnomu proizvodstvu «Truby Rossii-2004»* [Achievements in the theory and practice of pipe production: materials of the 1st Russian Conference on Pipe Production «Pipes of Russia-2004»], [Ekaterinburg, 10–12 marta 2004 g.]. Ekaterinburg: Izdatel'stvo Ural'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta Publ., 2004, pp. 87–97 (in Russ.).
10. Ivanov D.A., Zasukhin O.N. Sposob snyatiya ras-tyagivayushchikh ostatochnykh napryazheniy na poverkhnosti metallicheskich izdeliy [Method for removing tensile residual stresses on the surface of metal products]: patent na izobretenie No 2458155, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 10.08.2012. Byul. No 22.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ОЧИСТИТЕЛЯ ПОЧВЕННЫХ ПРИМЕСЕЙ ЛУКОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ

SUBSTANTIATION OF CONSTRUCTIVE AND TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF A CYLINDRICAL CLEANER OF SOIL IMPURITIES OF ONION HARVESTER

А.В. СИБИРЁВ, к.т.н.

А.С. ДОРОХОВ, чл.-корр. РАН

А.Г. АКСЕНОВ, к.т.н.

ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, Москва, Россия, 1053vim@mail.ru

A.V. SIBIREV, PhD in Engineering

A.S. DOROKHOV, Corresponding member of the Russian Academy of Sciences

A.G. AKSENOV, PhD in Engineering

Federal Scientific Agro-Engineering Center VIM, 1053vim@mail.ru

Особенностью уборки лука-севка является то, что состав примесей луко-почвенного вороха, поступающего с выкапывающих рабочих органов на сепарирующие, составляют почвенные комки, соизмеримые по размерам с луковицами лука-севка, которые являются трудноотделимыми на щелевых (прутковые элеваторы, грохоты) рабочих органах. Вторичная сепарация вороха лука-севка на наиболее распространенных в настоящее время устройствах вторичной сепарации – пальчатых горках сдерживается неоднородностью механических свойств убираемого лука. У хорошо вызревшего лука с отмершей ботвой углы скатывания четко отделяются от углов скатывания растительных и мелких почвенных примесей, однако при неотмершей ботве разделение луковиц и примесей на пальчатой горке затруднено. Отделение корнеклубнеплодов и лука от примесей в механических сепараторах основано на физико-механических свойствах взаимодействующих продуктов: коэффициентов трения, коэффициентов формы поверхности, коэффициентов восстановления скорости, массы, плотности и прочностных характеристиках. Данное обстоятельство вызвано тем, что выделение почвенных комков на щелевых рабочих органах (прутковые транспортеры и грохоты) происходит по размерным признакам, и это не приводит к решению существующей проблемы – сепарации почвенных комков, соизмеримых по размерам с луковицами лука-севка. В статье представлена конструкция цилиндрического очистителя почвенных примесей, обеспечивающего максимальную полноту сепарации вороха лука от почвенных примесей, в том числе от соизмеримых почвенных комков. Приведены результаты теоретических исследований цилиндрического очистителя почвенных примесей по обоснованию конструктивных и технологических параметров при сепарации вороха лука-севка от почвенных примесей.

Ключевые слова: лукоуборочная машина, лук-севок, цилиндрический очиститель почвенных примесей.

A special feature of harvesting onion is that the composition of the impurities of the onion-soil heap coming from digging up to the separating working organs is soil lumps commensurate in size with onion bulbs, which are difficult to separate into slit (bar elevators, screens) working organs. Secondary separation of onion on the most common secondary separation devices – pinholes – is restrained by the heterogeneity of the mechanical properties of the harvested onions. In well-ripened onions with dead tops the roll-off angles are clearly separated from the rolling-off angles of plant and small soil impurities, but when the undersized tops are separated, it is difficult to separate bulbs and impurities from the paltry hill. The separation of root crops and onions from impurities in mechanical separators is based on the physico-mechanical properties of the interacting products: friction coefficients, surface shape factors, speed recovery coefficients, mass, density and strength characteristics. This circumstance is caused by the fact that the excretion of soil lumps on the slit working bodies (rod conveyors and screens) occurs according to dimensional features and this does not lead to the solution of the existing problem: the separation of soil lumps commensurate in size with onion bulbs. The article presents the design of a cylindrical soil purifier that ensures the maximum completeness of separation of a heap of onions from soil impurities, including from commensurate soil lumps. The results of theoretical studies of a cylindrical soil purifier on the substantiation of structural and process parameters during the separation of onion-seed heap from soil impurities are presented.

Keywords: onion harvesting machine, onion, cylindrical soil impurities cleaner.

Введение

Проведенный анализ технических средств сепарации корнеклубнеплодов и луковиц от почвенно-растительных примесей показал, что отделение луковиц лука-севка от соизмеримых с ними почвенных комков по одному разделительному признаку не обеспечивает полного отделения луковиц от комков почвы [1–4].

Наиболее перспективными для решения вопроса разделения могут быть устройства, принцип работы которых основан на разделение корнеклубнеплодов и луковиц от почвенных комков по комплексу признаков (способности к качению, трению, эластичности и массе).

Анализ свойств вороха лука-севка показывает, что наибольшее различие наблюдается в углах трения луковиц и почвенных комков. С учетом этого перспективный способ отделения луковиц от соизмеримых с ними по размеру почвенных комков должен основываться на разделении по коэффициенту трения и массе.

Цель исследований

Целью исследования является обоснование оптимальных конструктивных и технологических параметров цилиндрического очистителя почвенных примесей машины для уборки лука.

Материалы и методы

В связи с этим в ФГБНУ ФНАЦ ВИМ разработан цилиндрический очиститель почвенных примесей (рис. 1), который предназначен для выделения почвенных комков и примесей из сепарируемого вороха лука-севка, поступивших с пруткового элеватора лукоуборочной машины [5].

Работа цилиндрического очистителя почвенных примесей основана на принципах разделения по различной способности к трению и массы луковиц лука-севка от соизмеримых с ними почвенных комков.

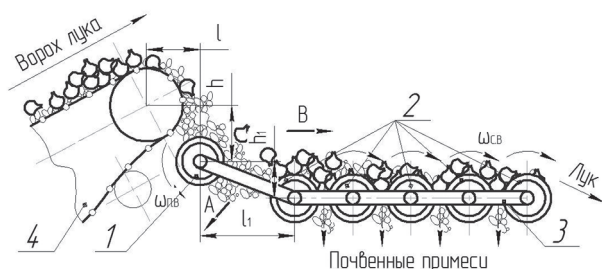


Рис. 1. Схема цилиндрического очистителя почвенных примесей:

1 – транспортер прутковый; 2 – валец приемный;
3 – рама; 4 – валцы сепарирующие

Рабочая поверхность цилиндрического очистителя почвенных примесей образована набором параллельных обрезиненных валцов: приемного 2 и сепарирующих 4, установленных на раме 3 очистителя.

Для интенсификации процесса очистки луковиц лука-севка от почвенных примесей приемный валец 2 очистителя со стороны пруткового элеватора 1 расположен со смещением в вертикальной и горизонтальной плоскостях на величину h и l , соответственно, с технологическим зазором T . Валцы 2 и 4 цилиндрического очистителя почвенных примесей установлены на общей раме 3, при этом сепарирующие валцы 4 вращаются в сторону схода луковиц с одинаковой угловой скоростью $\omega_{с.в.}$, а приемный валец 2 вращается в противоположном направлении с угловой скоростью $\omega_{п.в.}$.

Принцип работы цилиндрического очистителя почвенных примесей заключается в следующем.

Обрабатываемый ворох лука-севка движется в направлении вращения валцов 2 и 4 с поверхности пруткового элеватора 1. В момент схода вороха лука-севка после предварительной очистки с поверхности пруткового элеватора 1 луковицы и комки почвы взаимодействуют с поверхностью приемного валца 2. Почвенные комки в результате соударения с приемным валцом 2 из-за своих физико-механических характеристик приобретают траекторию движения, отличную от луковиц, т.е. почвенные комки скатываются в направлении вращения приемного валца 2 и сходят на поверхность поля.

Почвенные комки при соударении с поверхностью приемного валца 2 приобретают кинетическую энергию и отскакивают от его поверхности в направлении схода A , так как соизмеримые с луковицами комки почвы обладают большей массой и их траектория движения будет отличаться от траектории полета луковицы.

Луковицы, обладающие большей эластичностью и способностью к качению в сравнении с почвенными комками, а кроме того, имеющие более округлую форму, скатываются в направлении вращения приемного валца 2 на дальнейшую сепарацию в направлении схода B по поверхности цилиндрического очистителя.

Мелкие почвенные примеси и растительные остатки проходят в зазор между сепарирующими валцами 4, а луковицы, очищенные от

почвенных комков и мелких почвенно-растительных примесей сходят на поверхность поля и укладываются в валок.

Результаты и обсуждение

Для обеспечения равномерного распределения вороха лука-севка по поверхности приемного вальца цилиндрического очистителя почвенных примесей (рис. 2), а также исключения потерь сепарируемой продукции необходимо, чтобы соблюдалось условие соотношения размеров между толщиной слоя h_B вороха лука-севка, поступающего на приемный валец цилиндрического очистителя почвенных примесей, и его диаметром $D_{П.В}$:

$$D_{П.В} \geq h_B, \quad (1)$$

где $D_{П.В}$ – диаметр приемного вальца цилиндрического очистителя почвенных примесей, м; h_B – толщина слоя вороха лука-севка, сходящего с пруткового элеватора, м.

$$h_B = \frac{Q_{Вэл}}{q_B B_{Эл}}.$$

При этом, интенсивность сепарации вороха лука-севка на прутковом элеваторе определяется по зависимости:

$$q_B = \frac{m v_{Эл}}{B_{Эл} L_{Эл}},$$

где $L_{Эл}$ – длина пруткового элеватора, м.

Для предотвращения сгуживания вороха лука-севка между прутковым элеватором и приемным вальцом цилиндрического очистителя почвенных примесей, а также равномер-

ной подачи вороха с приемного вальца на поверхность сепарирующих вальцов необходимо, чтобы скорость $v_{П.В}$ движения сепарируемого вороха на приемном вальце цилиндрического очистителя почвенных примесей была больше скорости $v_{Эл}$ движения на прутковом элеваторе:

$$v_{П.В} \geq v_{Эл}; \pi n_{П.В} D_{П.В} k_1 \geq \pi n_B D_B k_2,$$

где $n_{П.В}$ – частота вращения приемного вальца, мин⁻¹; $D_{П.В}$ – диаметр приемного вальца, м; k_1 – коэффициент, учитывающий проскальзывание луковичи относительно приемного вальца; n_B – частота вращения барабана пруткового элеватора, мин⁻¹; D_B – диаметр барабана пруткового элеватора, м; k_2 – коэффициент, учитывающий проскальзывание луковичи относительно прутков элеватора.

$$n_{П.В} \geq \frac{n_B D_B k_2}{D_{П.В} k_1}. \quad (2)$$

Для определения диаметра сепарирующих вальцов цилиндрического очистителя почвенных примесей воспользуемся уравнениями динамики относительного движения материальной точки, решением которых определим искомые уравнения движения луковичи. В целях упрощения задачи нами приняты следующие основные допущения:

- точка касания луковичи с сепарирующими вальцами находится в одной плоскости, перпендикулярной осям вращения валов;
- сопротивлением воздуха пренебрегаем;
- боковые силы отсутствуют;
- форма луковичи имеет форму шара;
- сепарирующий валец вращается с постоянной угловой скоростью.

Рассмотрим силы, действующие на луковичу в промежуточном ее положении: G – вес луковичи, Н; N_1, N_2 – нормальная реакция сепарирующего вальца на луковичу, Н. Кроме того, добавим силы инерции I_c в переносном движении и кориолисову силу инерции I_{ct} (рис. 3).

При равномерном вращении сепарирующих вальцов с угловой скоростью $\omega_{с.в}$ ее угловое ускорение равно нулю. Следовательно переносное вращательное ускорение луковичи $\omega_{ет}$ и вращательная сила инерции в переносном движении $J_{ет}$ равны нулю.

Транспортирование луковичи (рис. 3) через сепарирующие вальцы цилиндрического очистителя почвенных примесей возможно в том случае, если угол β_2 , образованный касатель-

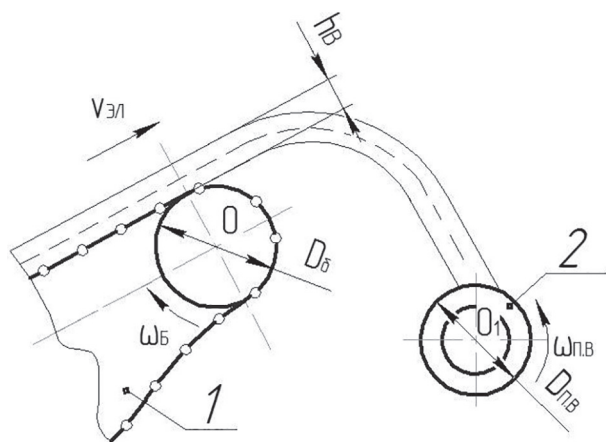


Рис. 2. Схема к определению диаметра приемного вальца цилиндрического очистителя почвенных примесей:

1 – прутковый элеватор; 2 – валец приемный

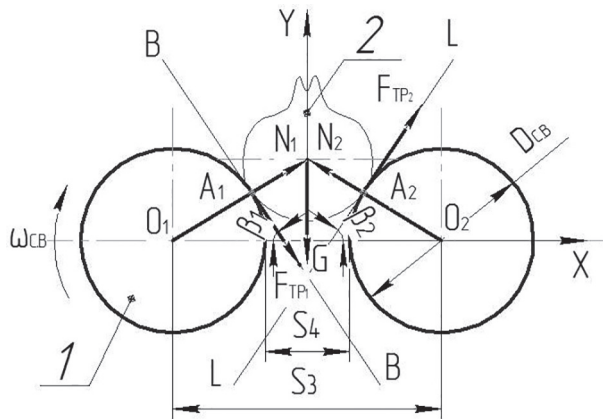


Рис. 3. Схема к определению диаметра сепарирующего вальца цилиндрического очистителя почвенных примесей:

1 – валец сепарирующий; 2 – луковича

ной $L-L$ с горизонталью, не превышает угол трения луковичи о поверхность вальца [1].

Данное условие выполняется при соотношении:

$$D_{с.в} \leq \frac{(D_{л} \sin \varphi_{л} - S_4)}{(1 - \sin \varphi_{л})}, \quad (3)$$

где $\varphi_{л}$ – угол трения луковичи о поверхность сепарирующего вальца, град; S_4 – расстояние между сепарирующими вальцами, м; $D_{л}$ – диаметр луковичи, м.

Транспортирование луковичи без отрыва от поверхности сепарирующих валцов цилиндрического очистителя почвенных примесей согласно рис. 3 будет происходить при условии [1]:

$$\begin{cases} N_2 = 0; \\ G > I_{en}. \end{cases} \quad (4)$$

Следовательно сила трения, возникающая от взаимодействия луковичи с сепарирующими вальцами, равна $F_{тр} = 0$.

С учетом вышеизложенного выразим из второго выражения (4) минимальную угловую скорость $\omega_{с.в}$ сепарирующего вальца, при которой происходит транспортирование луковичи без отрыва от сепарирующей поверхности:

$$m\omega_{с.в}^2 R_{с.в} + N_1 f_{1k} \cdot \cos \beta_1 + N_1 \cdot \sin \beta_1 < g \cdot \cos \beta_1,$$

где β_1 – угол наклона плоскости BB к горизонту, град.

$$\omega_{с.в} < \sqrt{\frac{g}{R_{с.в} + N_1 (1 + \sin \beta_1)}}.$$

Исходя из того, что угловая скорость [6]:

$$\omega_{с.в} = \frac{\pi n_{с.в}}{30},$$

где $n_{с.в}$ – частота вращения прутка сепарирующего вальца, мин⁻¹.

Максимально допустимая частота вращения $n_{с.вmax}$ сепарирующих валцов цилиндрического очистителя почвенных примесей, при которой происходит транспортирование луковичи без отрыва от сепарирующей поверхности:

$$n_{с.вmax} < 30 \sqrt{\frac{g}{\pi [R_{с.в} + N_1 (1 + \sin \beta_1)]}}. \quad (5)$$

После того, как ворох лука-севка переместится с сепарирующего элеватора на приемный валец, происходит разделение траекторий движения комков почвы и лукович лука-севка в результате различных эластичных свойств лукович и комков почвы.

Более эластичные и обладающие большей способностью к качению луковичи скатываются с поверхности вальца в сторону, противоположную направлению его вращения, а комки почвы сбрасываются приемным вальцем на другую сторону. В связи с этим определим траекторию движения комка почвы и луковичи лука-севка. Для предотвращения потерь лука-севка в результате увеличенного технологического зазора между приемным и сепарирующими вальцами цилиндрического очистителя почвенных примесей необходимо установить его оптимальную величину.

Для определения координат взаимного расположения центров вращения приемного и сепарирующих валцов рассмотрим траекторию полета луковичи лука-севка с началом свободного падения луковичи в точке A (рис. 4), принимая луковичу лука-севка за материальную точку.

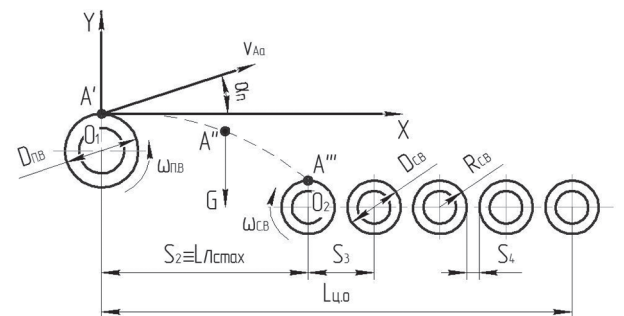


Рис. 4. Схема к определению межосевого расстояния между приемным и сепарирующими вальцами цилиндрического очистителя почвенных примесей

Решение данной задачи сводится к рассмотрению свободного падения материальной точки с начальной скоростью $v_{\text{Ап0}}$ приемного вальца:

$$v_{\text{Ап0}} = v_{\text{А}} \frac{\pi n_{\text{П.В}}}{30},$$

где $n_{\text{П.В}}$ – частота вращения приемного вальца цилиндрического очистителя почвенных примесей, мин^{-1} .

Пренебрегая силой сопротивления воздуха, запишем уравнение движения материальной точки A , представляющей собой луковичу лука-севка под углом α к горизонту, равной скорости $v_{\text{Ап0}}$ движения частицы A лукового вороха под действием силы тяжести луковичи G в виде [1, 3]:

$$\begin{cases} X = v_{\text{Ап0}} t; \\ Y = v_{\text{Ап0}} \cdot \sin \alpha_{\text{П}} t - \frac{g t^2}{2}, \end{cases} \quad (6)$$

где $\alpha_{\text{П}}$ – угол наклона скорости $v_{\text{Ап0}}$ к горизонту, град.

Для определения уравнения траектории движения материальной точки A исключим из первого выражения системы уравнений (6) время t и подставим его во второе выражение системы уравнений (6). В результате имеем [6]:

$$t = \frac{X}{v_{\text{Ап0}} \cdot \cos \alpha_{\text{П}}};$$

$$Y = -\frac{g}{2v_{\text{Ап0}}^2 \cdot \cos^2 \alpha_{\text{П}}} \cdot X^2 + X \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\text{П}}. \quad (7)$$

Полученное уравнение (7) является уравнением второго порядка и представляет собой параболу.

Время t_1 полета материальной точки A до точки A''' определяется из условия $Y = \max$ [2]:

$$\frac{dY}{dt} = v_{\text{Ап0}} \cdot \sin \alpha_{\text{П}} - g t_1 = 0; \quad t_1 = \frac{v_{\text{Ап0}} \cdot \sin \alpha_{\text{П}}}{g}.$$

Дальность полета материальной точки в горизонтальной плоскости (рис. 4) определим из уравнения траектории движения частицы почвы (6) при $Y = 0$:

$$0 = -\frac{g}{2v_{\text{Ап0}}^2 \cdot \cos^2 \alpha_{\text{П}}} \cdot X^2 + X \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\text{П}}. \quad (8)$$

Из выражения (8) определим максимальное и минимальное значения дальности полета материальной точки A – соответственно, $L_{\text{Лсmin}}$ и $L_{\text{Лсmax}}$:

$$x_{11} = L_{\text{Лсmin}} = 0; \quad x_{12} = L_{\text{Лсmax}} = \frac{\sin 2\alpha_{\text{П}}}{g}.$$

Величина $x_{11} = L_{\text{Лсmin}}$ соответствует начальному моменту полета материальной точки, а величина $x_{12} = L_{\text{Лсmax}}$ определяет величину дальности полета материальной точки по горизонтали.

Таким образом, минимальное межосевое расстояние S_2 между приемным и сепарирующим вальцами определяется из условия:

$$S_2 = v_{\text{Ап0}}^2 \cdot \frac{\sin 2\alpha_{\text{П}}}{g}. \quad (9)$$

Межосевое расстояние S_3 между сепарирующими вальцами цилиндрического очистителя почвенных примесей определяется из условия невозможности прохода луковичи с минимальным диаметром $d_{\text{Лmin}}$ через щелевое отверстие S_4 , образованное смежными сепарирующими вальцами, т.е.:

$$S_4 \leq D_{\text{Лmin}},$$

где $D_{\text{Лmin}}$ – минимальный диаметр луковичи лука-севка, м.

Согласно рис. 4 имеем, что:

$$S_3 \geq D_{\text{Лmin}} - 2R_{\text{С.В}}, \quad (10)$$

где $R_{\text{С.В}}$ – радиус сепарирующего вальца, м.

Выводы

1. Теоретические исследования цилиндрического очистителя почвенных примесей позволили получить зависимости, для определения диаметра приемного (1) и сепарирующих (8) вальцов, частоты вращения приемного (7) и сепарирующих (5) вальцов, межосевого расстояния между приемным и сепарирующим вальцами (9), межосевого расстояния между сепарирующими вальцами цилиндрического очистителя почвенных примесей (10).

2. На основании проведенных теоретических исследований был изготовлен цилиндрический очиститель почвенных примесей, который проходил исследования в лабораторных и полевых условиях по обоснованию оптимальных конструктивных и технологических параметров. В результате проведения экспериментальных исследований было установлено, что полнота сепарации вороха лука-севка на оптимальных режимах составляет 98...99 % при повреждениях до 1,0 %, что соответствует существующим рекомендациям на уборку корнеплодов и лука.

Литература

1. Хвостов В.А., Рейнгарт Э.С. Машины для уборки корнеплодов и лука. М.: 1995. 391 с.
2. Лобачевский Я.П., Емельянов П.А., Аксенов А.Г., Сибирёв А.В. Машинная технология производства лука. М: ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, 2016. 168 с.
3. Протасов А.А. Совершенствование технологических процессов и технических средств для уборки лука: дис. ... д-ра техн. наук. Саратов, 2005. 355 с.
4. Ларюшин А.М. Энергосберегающие технологии и технические средства для уборки лука: дисс. ... д-ра техн. наук. Пенза, 2010. 426 с.
5. Аксенов А.Г., Прямов С.А., Сибирёв А.В. Машина для уборки лука-севка: патент на изобретение № 2585481, Российская Федерация. Опубликовано 27.05.2016. Бюл. № 15.
6. Бать М.И., Джанелидзе Г.Ю., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах: В 3-х томах. Т. 1. Статика и кинематика. М.: Наука, 1984. 504 с.
2. Lobachevskiy Ya.P., Emel'yanov P.A., Aksenov A.G., Sibirev A.V. Mashinnaya tekhnologiya proizvodstva luka [Machine technology of onion production]. Moscow: FGBNU FNATs VIM Publ., 2016. 168 p.
3. Protasov A.A. Sovershenstvovanie tekhnologicheskikh protsessov i tekhnicheskikh sredstv dlya uborki luka: dis. ... d-ra tekhn. nauk [Improvement of technological processes and technical means for harvesting onions: dissertation for degree of Doctor of Technical Sciences]. Saratov, 2005. 355 p.
4. Laryushin A.M. Energosberegayushchie tekhnologii i tekhnicheskie sredstva dlya uborki luka: diss. ... d-ra tekhn. nauk [Energy-saving technologies and technical means for harvesting onions: dissertation for degree of Doctor of Technical Sciences]. Penza, 2010. 426 p.
5. Aksenov A.G., Pryamov S.A., Sibirev A.V. Mashina dlya uborki luka-sevka [Machine for harvesting onion]: patent na izobretenie No 2585481, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 27.05.2016. Byul. No 15.
6. Bat' M.I., Dzhanlidze G.Yu., Kel'zon A.S. Teoreticheskaya mekhanika v primerakh i zadachakh: V 3-kh tomakh. Vol. 1. Statika i kinematika [Theoretical mechanics in examples and problems: In 3 volumes. Vol. 1. Statics and kinematics]. Moscow: Nauka Publ., 1984. 504 p.

References

Работа выполнена при государственной поддержке молодых российских ученых – кандидатов наук МК – 4002.2018.8.

МЕТОД И РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ ЭНЕРГИИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ЗЕРНА, КОНТАКТИРУЮЩЕГО В КОЛОСЕ С ОБТЕКАТЕЛЕМ ЖАТКИ, НА ЕГО ПАРАМЕТРЫ И КАЧЕСТВО РАБОТЫ

METHOD AND RESULTS OF THE EVALUATION OF THE INFLUENCE OF THE ENERGY OF GRAIN RECOVERY, CONTACTING IN THE HEAD WITH HEADER FAIRING ON ITS PARAMETERS AND QUALITY OF WORK

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

ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской»», Зерноград,
Россия, burjanov2015@ yandex.ru

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

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

При уборке зерновых культур комбайном с очесывающей жаткой процесс контакта растений с ее обтекатель включает удар колоса растения о поверхность обтекателя и движение по его поверхности. Наибольшая вероятность потерь тех зерен колоса, которые контактируют через прикрывающие их чешуйки с обтекателем жатки. Вид удара этих зерен зависит от формы обтекателя и угла наклона растения. При прямом ударе скорости до и после удара пропорциональны коэффициенту восстановления и могут быть направлены в прямом или обратном направлении. Если удар косой, а отклонение вектора скорости в пределах угла трения, скорость после удара определится на основе гипотезы сухого трения Ньютона. У зерновых колосовых культур стебель малой жесткости, который, по нашим данным, компенсирует демпфирующие свойства прикрывающей зерно чешуйки. При ударе колоса зерна приобретают кинетическую энергию, расходуемую на деформацию контактирующих поверхностей (потерянную энергию) и энергию восстановления. Потеря зерна произойдет, если энергия восстановления зерна больше энергии, необходимой на его отделение. Цель исследований – определение энергии, выделенной при восстановлении зерен колоса, контактирующих через прикрывающие их чешуйки с обтекателем жатки. Опробование метода выполнено путем сравнения энергии восстановления зерна озимой пшеницы безостой при контакте колоса с поверхностью обтекателя из стали и высокопрочных полимеров. Установлено, что на восьмой день уборки, при влажности хлебоства 9–11 %, работа, необходимая на выделение одного зерна из колоса, снижается до 0,0015 Дж. При таких условиях уборочный агрегат, оборудованный очесывающей жаткой с обтекатель, изготовленным из стали, может работать без потерь зерна в первой фазе взаимодействия с ним на скоростях до 2,3 м/с, а с жаткой, обтекатель которой изготовлен из сверхвысокомолекулярного полиэтилена (СВМПЭ), – на скоростях до 3,5 м/с.

Ключевые слова: очес, жатка, материал и форма обтекателя, зерновые колосовые, удар, энергия восстановления, потеря.

When harvesting grain crops with combine with combining fairing, the process of contact of plants with its fairing includes the impact of the head of the plant on the surface of the fairing, and movement along its surface. The greatest probability of loss of those head grains that contact through the scales covering them with the fairing of the header was analyzed. The type of impact of these grains depends on the shape of the fairing and the angle of inclination of the plant. At the direct impact of the speed before and after impact are proportional to the recovery factor and can be sent in the forward or reverse direction. If the impact is oblique and the deviation of the velocity vector is within the angle of friction the velocity after impact is determined on the basis of Newton's dry friction hypothesis. In grain crops, a stalk is of low stiffness, and, according to our data, compensates for the damping properties of the grain covering the scales. When the head strikes, the grains acquire the kinetic energy expended on the deformation of the contacting surfaces (the lost energy) and the energy of recovery. The loss of grain will occur if the energy of grain recovery is greater than the energy required for its separation. The purpose of the research, the determination of the energy released during the restoration of the head grains, contacting through the scales covering them with the header fairing. The method was tested by comparing the renewal energy of the grain of winter wheat, which is insensitive to the contact of the head with the surface of the fairing made of steel and high-strength polymers. It is established that on the eighth day of harvesting, with a breadmaking humidity of 9–11 %, the work required to separate one grain from the head is reduced to 0,0015 J. Under these conditions, the harvesting unit equipped with a combing header with a fairing made of steel can work without loss of grain in the first phase of interaction with it at speeds up to 2,3 m/s, and with a header, the fairing of which is made of ultra-high molecular weight polyethylene, at speeds up to 3,5 m/s.

Keywords: combining, header, material and shape of the fairing, grains, impact, energy recovery, loss.

Введение

Применение очесывающих жаток, обеспечивающее повышение производительности зерноуборочных комбайнов в 1,5...2,0 раза, обусловлено стремлением сельских товаропроизводителей резко сократить продолжительность проведения уборочных работ и снизить потери зерна осыпанием, которые в целом по стране составляют свыше 15 млн тонн. Однако, как и другие машины, очесывающие жатки не лишены некоторых недостатков, обусловленных как спецификой реализуемого ими технологического процесса, так и недостаточной степенью его изученности. До настоящего времени недостаточно работ, посвященных изучению закономерностей, описывающих процесс взаимодействия убираемых растений с рабочими органами жатки, без которых весьма сложно, а иногда и невозможно, создать очесывающее устройство, наиболее полно отвечающее предъявляемым к ним требованиям. Из известных работ, выполненных в этом направлении, следует отметить публикации П.А. Шабанова [1–3], J. Yuan [4], а также ряд других [5–9].

Процесс контакта растений с обтекателем жатки включает две фазы: первая – удар, вторая – скольжение колоса по его поверхности. В статье показано развитие теоретических положений, описывающих взаимодействие в момент удара зерен, расположенных в колосьях убираемых растений со стороны обтекателя жатки. При контакте колоса растения с обтекателем, энергия, полученная им, расходуется на деформацию (потерянная энергия) и энергию восстановления. Зерна колоса, не контактирующие с обтекателем, в процессе удара приобретают меньшее количество энергии, так как часть ее расходуется на деформацию их упругих связей с колосом. Механизм определения первой части энергии (потерянная энергия) приведен в работе [6]. Энергия восстановления зерна, находящегося в колосе со стороны поверхности обтекателя, проявляется через скорость, определенную после удара о его поверхность. Если эта энергия больше работы, необходимой на выделение зерна из колоса, произойдет разрушение связи и зерно будет потеряно.

Во второй фазе, при скольжении колоса по поверхности обтекателя, выделение зерна из колоса произойдет, если сила трения колоса больше или равна усилию, необходимому для отрыва чешуйки или зерна от колоса. Так как

сила трения зависит от нормальной составляющей, которая в свою очередь зависит от усилия, вызванного упругой деформацией впереди стоящих растений, наклоненных обтекателем, то ее величину можно определить только экспериментальным методом.

Для снижения потерь зерна расположение обтекателя по высоте относительно колосьев убираемых растений изменяют с помощью гидропривода обтекателя и высоты подъема жатки, а относительно центра очесывающего барабана – только с помощью гидропривода обтекателя. Изменением положения обтекателя можно оперативно управлять, а форму его поверхности и материал, из которого он изготовлен, выбирают только при проектировании. Если эти параметры обтекателя не оптимальные, то оперативное управление его положением может лишь частично улучшить качество его функционирования, не достигнув наилучших результатов.

Цель исследований

Целью исследований является определение энергии, выделенной при восстановлении зерен колоса, контактирующих через прикрывающие их чешуйки с обтекателем жатки.

Материалы и методы исследования

При уборке комбайном, оборудованным очесывающей жаткой, повышение его производительности в сравнении с комбайном, оборудованным традиционной жаткой с такой же шириной захвата, пропорционально увеличению скорости его движения. Убираемая масса растений своими колосьями в первую очередь контактирует с наружной поверхностью обтекателя жатки. Величина ударного импульса зависит от скорости их соударения, в рассматриваемом случае – от скорости движения комбайна. В разработанной математической модели [6] показано в общем виде, как определить величину потерянной колосом в процессе удара энергии, включающую энергию, затраченную на пластическую (необратимую) и упругую (сжатие) деформацию, которая после сжатия расходуется на восстановление и оценивается массой восстанавливаемой компоненты и ее скоростью после удара.

В зависимости от формы обтекателя и места контакта колоса на его поверхности различают прямой и косой удар. При прямом ударе отношение между нормальной скоро-

стью до и после удара определяется соотношением [10, 11]:

$$V_{n2} = -V_{n1} K, \quad (1)$$

где V_{n1} и V_{n2} – соответственно скорости до и после удара, а K – коэффициент восстановления.

Так как при прямом ударе тангенциальная составляющая отсутствует то:

$$V_2 = -V_1 K. \quad (2)$$

В общем случае при наиболее сложной, выпуклой поверхности обкатателя направление вектора скорости движения жатки в зоне контакта колоса чаще всего не совпадает с радиусом кривизны обкатателя, проведенным через точку контакта (рис. 1). Для описания взаимодействия колоса с поверхностью обкатателя предложено использовать представление о взаимосвязи между нормальными и тангенциальными составляющими до и после удара и коэффициентом трения на основе гипотезы сухого трения Ньютона:

$$V_{\tau 2} - V_{\tau 1} = \pm f(V_{n2} - V_{n1}), \quad (3)$$

где f – коэффициент трения.

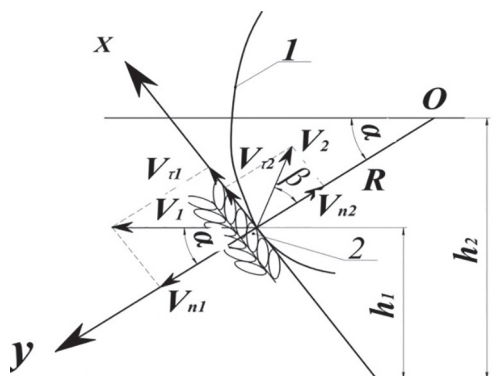


Рис. 1. Схема взаимодействия колоса с наружной поверхностью обкатателя для случаев, когда вектор скорости агрегата и радиус кривизны дуги в точке контакта направлены под углом друг к другу (случай косого удара):

- 1 – контур наружной поверхности обкатателя;
- 2 – колос в зоне контакта с обкатателем

Из рис. 1 видно, что численные значения нормальных и тангенциальных составляющих до и после удара можно определить по выражениям:

$$V_{\tau 1} = |V_1| \sin \alpha; \quad V_{n1} = |V_1| \cos \alpha;$$

$$V_{\tau 2} = |V_2| \sin \beta; \quad V_{n2} = -|V_2| \cos \beta.$$

$$\text{При этом из рис. 1: } \alpha = \frac{\arcsin(h_2 - h_1)}{R}.$$

$$\text{Тогда [11] } \operatorname{tg} \beta = \left(\frac{1}{K} \right) \operatorname{tg} \alpha - f \left(1 + \frac{1}{K} \right).$$

Как видно из приведенных выше выражений, зная скорость движения комбайна, коэффициент восстановления зерна, при контакте с поверхностью обкатателя, выполненной из определенного вида материала, и коэффициент трения колоса по нему, можно провести все необходимые расчеты по определению энергии, затраченной на деформацию зерен, способную вызвать их отделение от колоса.

В общем случае стержень колоса, в зависимости от степени и направления полеглости, наклонен по отношению к радиусу кривизны в точке контакта под углом как в пределах угла трения, так и больше его значения. Если угол наклона стержня колоса больше угла трения, имеет место удар со скольжением.

Ниже рассмотрены варианты контакта растений в зависимости от угла наклона их стебля и колоса с выпуклой поверхностью обкатателя для случая, когда вектор скорости агрегата и радиус кривизны дуги в точке контакта располагаются на одной линии. На рис. 2 показаны возможные ситуации при контакте растений, имеющих различную степень полеглости и ее ориентацию по отношению к поверхности обкатателя. Как видно из рис. 2, прямой удар при контакте колоса плашмя и в торец (позиции П I и П II). Ударному

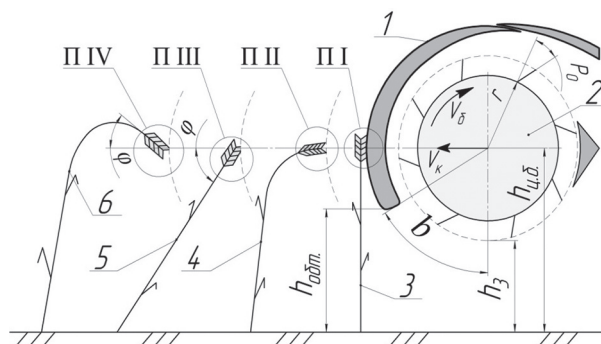


Рис. 2. Схема зон взаимодействия очесываемых растений с наружной поверхностью обкатателя и очесывающим зубом жатки:

- 1 – обкататель; 2 – барабан очесывающий;
- 3–6 – растения, контактирующие с обкатателем при различном наклоне стебля и колоса;
- П I – прямой удар по колосу плашмя;
- П II – прямой удар в торец колоса; П III – косой удар с последующим скольжением вверх-вниз;
- П VI – косой удар с последующим скольжением вниз

воздействию при контакте колоса плашмя (позиция П I) возможны два случая. В первом случае с поверхностью обтекателя контактируют два ряда зерен колоса, а во втором – один. В позиции П I после удара (вторая фаза) растение будет наклоняться вперед по ходу движения, а колос – скользить вниз по поверхности обтекателя. При контакте растений с обтекателем, представленных в позициях П III и П IV, удар косой и колос контактирует с поверхностью обтекателя условно половиной торцевой поверхности. По виду контакта для этих вариантов определяли количество зерен в колосе, находящихся в контакте с обтекателем.

В позиции П III колос, после удара во второй фазе, начнет движение вверх до выравнивания стебля, после чего будет двигаться вниз. Колос растения в позиции П II контактирует с обтекателем всей торцевой частью и после удара с равной вероятностью может начать движение как вверх по обтекателю (явление желательное), так и вниз.

При движении вниз колоса растений в позициях П II и П IV процесс складывается неблагоприятный, так как при этом коэффициент его трения увеличивается (движение от вершины колоса к стеблю), а при дальнейшем наклоне стебля, вследствие его упругих свойств, колос может наклониться так, что окажется вне зоны действия очесывающих зубьев, что вызовет гарантированные потери зерна недоочесом. Очевидно, избежать этого явления можно, если обтекатель спроектировать с изменяемым углом наклона наружной поверхности. В данной работе мы рассматривали только первую фазу – процесс удара колоса растения об обтекатель.

При прямом ударе тангенциальная составляющая отсутствует, и тогда скорость V_2 определится из выражений (1) и (2). Энергия колоса, затраченная на деформацию зерен, способную вызвать их отделение от колоса, запишется в следующем виде:

$$T = \frac{m}{2n}; V_2^2 = \frac{m}{2}(V_1 K)^2, \quad (4)$$

где V_2 – скорость колоса и связанного с ним зерна после удара о наружную плоскость обтекателя, м/с; m – масса колоса, кг; n – количество зерен, контактирующих с поверхностью обтекателя.

Учитывая, что нормальные составляющие скоростей до и после удара связаны выражением (1), из выражения (3) для случая косого

удара, когда колос наклонен к вектору скорости движения жатки под углом трения φ , можно определить значение тангенциальной составляющей после удара:

$$V_{\tau 2} = V_{\tau 1} \pm f \cdot V_{n1} \cdot (1 + K). \quad (5)$$

Выражение (5) вне области применимости при условии:

$$|V_{\tau 1}| + f V_{n1} (1 + K) < 0.$$

Скорость V_2 определяется из выражения:

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

При косом ударе колосьев растений, изображенных на рис. 2, энергия колоса, затраченная на деформацию зерен, способную вызвать их отделение от колоса:

$$T = \frac{m}{2n} \cdot \left\{ (V_1 K \cos \varphi)^2 + [V_1 \sin \varphi + f V_1 \cos \varphi (K + 1)]^2 \right\}, \quad (6)$$

где φ – угол трения.

Величина коэффициентов трения и восстановления зависит как от свойств колоса, зерна, так и материала, из которого изготовлена поверхность обтекателя. В последние годы в связи с созданием полимерных материалов нового поколения делаются попытки их более широкого применения в конструкциях зерноуборочных комбайнов, погрузочно-разгрузочных и зерноочистительных машин. Это связано с тем, что при значительно возросших прочностных характеристиках пластиков их модуль упругости примерно на два порядка ниже модуля упругости стали, вследствие чего поверхностью обтекателя, изготовленного из пластика будет поглощена большая часть энергии, чем поверхностью выполненной из стали, а коэффициент трения – ниже. Пластик не подвержен коррозии, а поверхность обтекателя, выполненная из стали, после длительного хранения в начальный период уборки потребует время на приработку.

Все изложенные выше положения основаны на качественной оценке явления. В данной работе приведены результаты оценки влияния характеристик материалов, используемых в конструкции обтекателя с выпуклой вперед по ходу наружной поверхностью, на величину вероятных потерь зерна за жаткой при первой фазе контакта с ним колоса растения.

Определение величины потерянной энергии выполняли по выражениям (4) и (6) в таблицах Microsoft Office Excel 2007.

Оценивали влияние характеристик обтекателя, изготовленного из стали, пластика сверхвысокомолекулярного полиэтилена (СВМПЭ) и керамопласта (ВМПЭ).

Как видно из приведенных выражений, для проведения вычислений необходима информация о величине коэффициентов трения при контакте продуктов очеса и коэффициентов восстановления зерна с поверхностью обтекателя, выполненной из стали и названных выше полимеров, которую определяли с учетом рекомендуемых методов, изложенных в ряде работ [10, 11], с использованием изготовленного в институте оборудования и приспособлений. На рис. 3 и 4 представлены оборудование и приспособления, используемые для определения угла и коэффициентов трения покоя и движения. Прибор для измерения угла трения покоя изготовили с использованием головки чертежного прибора «Пеленг». С целью повышения чувствительности прибора с его обратной стороны поворотную часть головки и станину связали винтовым соединением. «Тонкая» настройка головки достигается вращением гайки-барашки, установленной на винте.

При использовании прибора В.А. Желиговского [12] к торцу рамки, жестко соединенной с головкой чертежного прибора, с помощью фиксаторов закрепляли полосу испытуемого материала и выставляли ее на линии *С*. Закрепленный на специальном носителе образец с испытуемым продуктом очеса (на рис. 4 – колос, наклеенный на корпус подвижной части), контактирует с поверхностью испы-



Рис. 3. Прибор для определения угла трения покоя

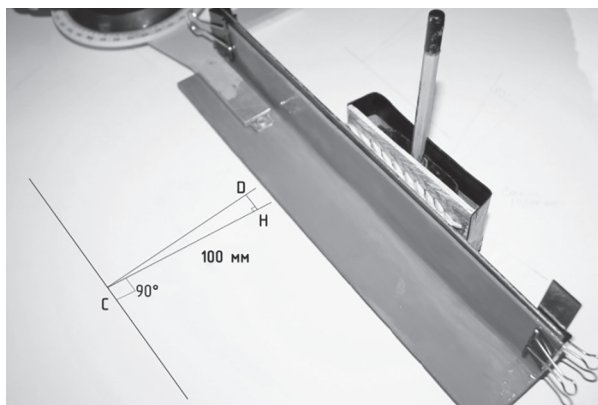


Рис. 4. Прибор для определения угла трения движения

туемого материала. При перемещении всей конструкции параллельно линии *С* на 100 мм рамка с испытуемым продуктом сместится по линии *CD* на расстояние, равное отрезку *DN*, перпендикулярному *CH*. Из соотношения отрезков *CH* и *HD*, являющихся сторонами прямоугольного треугольника, определяли величину коэффициента трения движения, а по его величине – угла трения движения.

Основные результаты

В табл. 1 и 2 проведены результаты экспериментальных исследований по определению коэффициентов трения покоя и трения движения зерна и колоса по поверхностям, выполненным из стали, керамопласта и сверхвысокомолекулярного полиэтилена СВМПЭ.

Таблица 1

Значения коэффициента трения покоя зерна и колоса озимой пшеницы сорта «Дмитрий» при контакте с разными поверхностями

Материал обтекателя	Зерно	Колос
Сталь шлифованная	0,44	0,53
СВМПЭ	0,26	0,27
Керамопласт	0,25	0,21

Таблица 2

Значение коэффициента трения движения зерна и колоса озимой пшеницы сорта «Дмитрий» при контакте с разными поверхностями

Материалы	Зерно	Колос (по ходу наклона чешуек)
Сталь шлифованная	0,20	0,25
СВМПЭ	0,17	0,18
Керамопласт	0,16	0,17

Коэффициент восстановления зерна при ударе о поверхность перечисленных выше испытуемых материалов определяли из зависимости, предложенной в работе [10]: $K = (h_1/h)^{0,5}$, где h – высота падения зерна на испытуемую поверхность; h_1 – высота отскока зерна после контакта с испытуемой поверхностью (материал, из которого изготовлен обтекатель или зубья очесывающего барабана). Как видно из приведенных в таблицах данных, коэффициент трения покоя зерна и колоса по стали более чем в два раза выше, чем по поверхности, выполненной из СВМПЭ и керамопласта. Коэффициент трения движения колоса по стали выше на 33–32 %, чем по полиэтилену, а зерна – на 18–20 %. Численные значения коэффициента восстановления зерна при ударе его о стальную поверхность составили 0,5, а о поверхность из сверхвысокомолекулярного полиэтилена СВМПЭ – 0,4. Полученные данные использовали при расчете энергии восстановления зерна в растениях, зона контакта которых располагается на выпуклой поверхности обкатателя таким образом, что вектор скорости агрегата и радиус кривизны дуги в точке контакта находятся на одной линии (рис. 2).

На рис. 5 представлен график зависимости энергии, затраченной на деформацию зерна при контакте колоса с обкатателем, выполненным из стали СВМПЭ.

Здесь кривые 1 и 2 отображают изменение энергии восстановления зерна, при ударе колоса плашмя. При этом кривая 1 иллюстрирует контакт колоса с обкатателем гранью, а кривая 2 – ребром. Поэтому во всем диапазоне скоростей энергия восстановления одного зерна при контакте колоса ребром в два раза выше, чем гранью.

Из выражения (6) видно, что чем больше значение коэффициентов трения и восстановления, тем больше вычисленное значение энергии восстановления. Так как при ударе колоса о стальную поверхность $K = 0,5$, а $f = 0,53$, то кривая 3 (см. рис. 5, а), иллюстрирующая изменение энергии восстановления зерна при прямом ударе, располагается ниже кривой 4, иллюстрирующей зависимость изменения энергии восстановления зерна при косом ударе.

При ударе колоса о поверхность обкатателя, выполненную из СВМПЭ (см. рис. 5, б), значения коэффициентов восстановления и трения составляют $K = 0,4$ и $f = 0,27$ соответственно,

поэтому численные значения изменения энергии восстановления зерна, рассчитанные для позиций растений П II, П III и П IV, отличаются незначительно, и при выбранном масштабе их изменение с увеличением скорости движения агрегата отображается кривой 3.

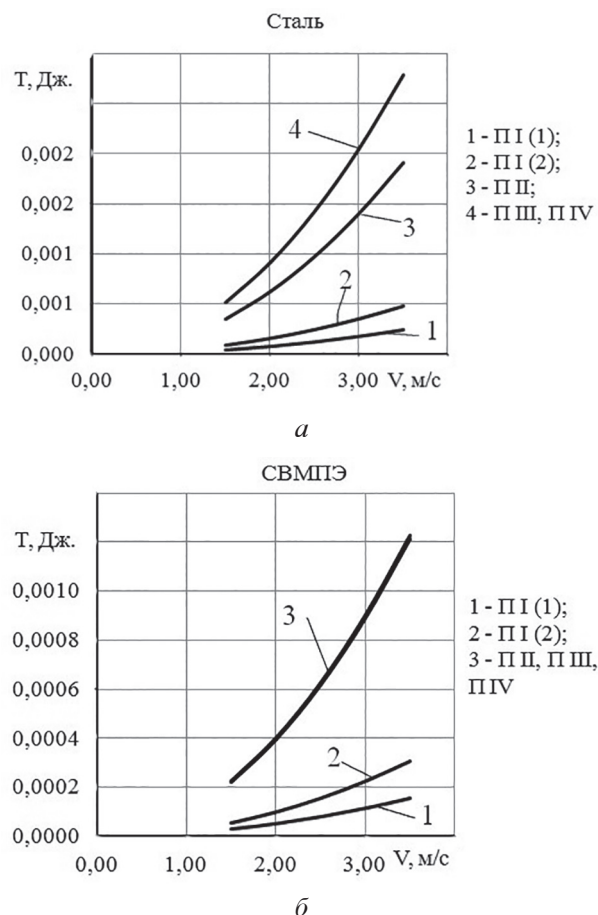


Рис. 5. Зависимость энергии, затраченной зерном на восстановление зерна от скорости движения жатки при контакте колоса с поверхностью обкатателя, выполненного из: а – стали; б – полиэтилена СВМПЭ

Затраты энергии на восстановление одного зерна после удара, полученные теоретическим путем, сравнивали с затратами на вымолот одного зерна, равными 0,065 Дж, приведенными в справочнике [13]. Так как способ получения данных, представленных в справочнике [13], заметно отличается от реального процесса, приводим также полученные нами результаты исследований, выполненных на лабораторной установке, реализующей процесс очеса [14]. Было установлено, что при влажности хлебостоя 9–11 % работа на выделение одного зерна из колоса снижается до 0,0015 Дж на восьмой день уборки. В таких условиях уборочный агрегат, оборудованный очесывающей

жаткой с обтекательной из стали, может работать без потерь зерна в первой фазе взаимодействия на скоростях до 2,3 м/с, а с жаткой, обтекатель которой изготовлен из СВМПЭ, – на скоростях до 3,5 м/с.

Выводы

1. Для случая, когда точка контакта колоса с обтекательной расположена так, что радиус кривизны к ней и вектор скорости жатки параллельны, энергия восстановления зерна с обтекательной, выполненной из стали, в 2,4 раза выше, чем с обтекательной, выполненной из сверхвысокомолекулярного полиэтилена (СВМПЭ). Объяснение этому следует из анализа полученных уравнений, где видно, что с увеличением коэффициента восстановления и коэффициента трения энергия восстановления зерна увеличивается.

2. При контакте колоса с обтекательной, выполненной как из стали, так и СВМПЭ, минимум энергии, выделенной зерном при его восстановлении, будет при контакте колоса плашмя с поверхностью обкатателя всей его боковой гранью и несколько возрастает при контакте колоса ребром (одним рядом колосков). Это объясняется тем, что масса колоса в обоих случаях остается одинаковой, а количество зерен, находящихся в непосредственном контакте, изменяется. Следует также учитывать, что энергия, выделенная при ударе, поглощается поверхностью обкатателя, изготовленного из СВМПЭ, больше, чем из стали.

3. Установлено, что, при влажности хлеба 9–11 %, на восьмой день уборки работа на выделение одного зерна из колоса снижается до 0,0015 Дж. При таких условиях уборочный агрегат, оборудованный очесывающей жаткой с обтекательной, изготовленной из стали, может работать без потерь зерна в первой фазе взаимодействия с ним на скоростях до 2,3 м/с, а с жаткой, обтекатель которой изготовлен из СВМПЭ, – на скоростях до 3,5 м/с.

Литература

1. Шабанов П.А. Определение зависимости некоторых параметров очесывающего устройства от состояния стеблестоя // Комплексная механизация и автоматизация сельскохозяйственного производства: сб. статей. Ростовский-на-Дону институт сельскохозяйственного машиностроения. Ростов-на-Дону, 1978. С. 39–47.
2. Шабанов П.А. Исследование движения стебля с малой жесткостью в процессе очеса // Совершенство

ствование уборки и послеуборочной обработки зерна: тр. ЧИМЭСХ. Челябинск, 1981. Вып. 168. С. 28–36.

3. Шабанов П.А. Исследование движения жесткого стебля под действием очесывающего рабочего органа // Повышение производительности и качества работы зерноуборочных и зерноочистительных машин: Науч. тр. ЧИМЭСХ. Челябинск, 1984. С. 31–36.
4. Yuan J., Lan Y. Development of a Cereal Stripping Harvester. *Agricultural Engineering International: the CIGR Ejournal*. 2007. Vol. IX. pp. 1–12
5. Бурьянов, М.А. Параметры и режимы процесса очеса зерновых культур навесной на комбайн жаткой: дис. канд. техн. наук. Зерноград, 2011. 184 с.
6. Бурьянов М.А., Бурьянов А.И., Костыленко О.А. Методика обоснования параметров обкатателя однобарабанной очесывающей жатки // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 7. С. 19–23.
7. Бурьянов М.А., Бурьянов А.И., Костыленко О.А. Методика математического моделирования взаимодействия растений зерновых культур с очесывающим барабаном жатки // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 9. С. 19–22.
8. Бурьянов М.А., Бурьянов А.И., Червяков И.В. Методика математического моделирования процесса движения зерна в транспортирующем канале очесывающей жатки // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 10. С. 27–30.
9. Бурьянов А.И., Бурьянов М.А. Определение скорости зернополовистого вороха в очесывающей жатке // Техника в сельском хозяйстве. 2012. № 5. С. 6–8.
10. Добронравов В.В., Никитин Н.Н., Дворников А.Л. Курс теоретической механики; М.: Высшая школа, 1966. 624 с.
11. Кобринский А.Е., Кобринский А.А. Виброударные системы (динамика и устойчивость). М.: Наука, 1973. 591 с.
12. Желиговский В.А. Прибор для определения коэффициентов трения: патент на полезную модель № 65957, Российская Федерация. Опубликовано 01.01.1946.
13. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин: в 2 т. / под ред. А.В. Красниченко. М.: Машгиз, 1962. Т. 1. 655 с.
14. Бурьянов М.А., Червяков И.В. Методы и средства определения величины потерь зерна при уборке зерновых колосовых культур очесывающей жаткой // Разработка инновационных технологий и технических средств для АПК Ч. 1 СКНИИМЭСХ. Зерноград, 2013. С. 134–140.

References

1. Shabanov P.A. Determination of the dependence of some parameters of the combing device on the state of the stalk. *Kompleksnaya mekhanizatsiya i avtomatizatsiya sel'skokhozyaystvennogo proizvodstva: sb. statey. Rostovskiy-na-Donu institut sel'skokhozyaystvennogo mashinostroeniya. Rostov-na-Donu [Integrated mechanization and automation of agricultural production: Collection articles. Rostov-on-Don Institute of Agricultural Machinery]*, 1978, pp. 39–47 (in Russ.).
2. Shabanov P.A. Investigation of stalk movement with low stiffness in the course of the comb // *Perfection of harvesting and post-harvest grain processing. Tr. ChIMESKh. Chelyabinsk, 1981. Vyp. 168*, pp. 28–36 (in Russ.).
3. Shabanov P.A. Investigation of the movement of a rigid stalk under the effect of a combing working element. *Povyshenie proizvoditel'nosti i kachestva raboty zernouborochnykh i zernoochistitel'nykh mashin. Nauch. tr. ChIMESKh [Increase of productivity and quality of work of grain-harvesting and grain-cleaning machines: scientific works]. Chelyabinsk, 1984*, pp. 31–36 (in Russ.).
4. Yuan J., Lan Y. Development of a Cereal Stripping Harvester. *Agricultural Engineering International: the CIGR Ejournal*. 2007. Vol. IX. rr. 1–12
5. Bur'yanov, M.A. Parametry i rezhimy protsessa ochesa zernovykh kul'tur navesnoy na kombayn zhatkoy: dis. kand. tekhn. nauk [Parameters and regimes of the process of combing cereals cropped on a harvester by a reaper: dissertation for degree of Doctor of Technical Sciences]. Zernograd, 2011. 184 p.
6. Bur'yanov M.A., Bur'yanov A.I., Kostylenko O.A. The method of justifying the parameters of the fairing of a single-drum combing header. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2015. No 7, pp. 19–23 (in Russ.).
7. Bur'yanov M.A., Bur'yanov A.I., Kostylenko O.A. Method of mathematical modeling of the interaction of plants of grain crops with a combing drum. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2015. No 9, pp. 19–22 (in Russ.).
8. Bur'yanov M.A., Bur'yanov A.I., Chervyakov I.V. Method of mathematical modeling of the process of grain movement in the transport channel of the combing header. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2015. No 10, pp. 27–30 (in Russ.).
9. Bur'yanov A.I., Bur'yanov M.A. Determination of the grain heap rate in the combing header. *Tekhnika v sel'skom khozyaystve*. 2012. No 5, pp. 6–8 (in Russ.).
10. Dobronravov V.V., Nikitin N.N., Dvornikov A.L. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki [Course of theoretical mechanics]*. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1966. 624 p.
11. Kobrinskiy A.E., Kobrinskiy A.A. *Vibroudarnye sistemy (dinamika i ustoychivost') [Vibro-impact systems (dynamics and stability)]*. Moscow: Nauka Publ., 1973. 591 p.
12. Zheligovskiy V.A. *Pribor dlya opredeleniya koefitsientov treniya [The device for determining the coefficients of friction]: patent na poleznuyu model' No 65957, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 01.01.1946*.
13. *Spravochnik konstruktora sel'skokhozyaystvennykh mashin [Reference book of the designer of agricultural machines]: v 2 t. Pod red. A.V. Krasnichenko. Moscow: Mashgiz Publ., 1962. Vol. 1. 655 p.*
14. Bur'yanov M.A., Chervyakov I.V. Methods and means for determining the magnitude of grain losses during the harvesting of cereal crops by combing reaper. *Razrabotka innovatsionnykh tekhnologiy i tekhnicheskikh sredstv dlya APK. Ch. 1 SKNIIMESKh. Zernograd, 2013*, pp. 134–140 (in Russ.).

РАЗРАБОТКА ЭЛЕМЕНТОВ ТЕХНОЛОГИИ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ТРАКТОРОВ ИЗ СЕРОГО ЧУГУНА

DEVELOPMENT OF ELEMENTS OF TECHNOLOGY FOR INCREASING THE DURABILITY OF TRACTOR COMPONENTS FROM GRAY CAST IRON

В.Е. ОВСЯННИКОВ, К.Т.Н.

В.И. ВАСИЛЬЕВ, Д.Т.Н.

А.С. ТЕРЕХОВ, Д.Т.Н.

Курганский государственный университет, Курган,
Россия, vik9800@mail.ru

V.E. OVSYANNIKOV, PhD in Engineering

V.I. VASIL'EV, DSc in Engineering

A.S. TEREKHOV, DSc in Engineering

Kurgan State University, Kurgan, Russia, vik9800@mail.ru

Рассматриваются вопросы повышения долговечности деталей тракторов из феррито-перлитного серого чугуна посредством применения процесса диффузионного поверхностного легирования с последующей закалкой на мартенсит. Процесс диффузионного поверхностного легирования серого чугуна реализуется посредством нагрева сплава в контакте с оксидом легирующих элементов (хрома, титана, ванадия и т.д.). При этом на поверхности сплава происходит диссоциация молекулы оксида легирующего элемента и диффузия атомов вглубь чугуна. Такая схема процесса дает возможность окислять углерод основы чугуна и одновременно легировать поверхностный слой. Исследования диффузионного слоя показали, что он имеет перлитную структуру, а значит, имеется возможность применения процесса закалки с целью получения мартенситной структуры. К важным факторам, которые определяют сопротивление металлов и сплавов износу, можно отнести их структуру, физико-механические свойства, а также взаимное расположение, количественное соотношение и характер связи между отдельными составляющими структуры материала. Важным вопросом практической реализации рассматриваемой технологии является определение режимов закалки, которые обеспечивают требуемую микроструктуру и свойства сплава, прежде всего, времени нагрева под закалку. В данной работе рассматривается возможность применения теплотехнических расчетов для решения указанной выше задачи. Расчет параметров нагрева под закалку осуществлялся при помощи решения уравнения теплопроводности в критериальной форме. Рассматривался нагрев цилиндрической детали. На основе определения критериев Био и Фурье были построены кривые нагрева, что дало возможность определить искомые значения режимов термической обработки. Экспериментальная проверка полученных результатов показала, что микроструктура сплава – мелкоигольчатый мартенсит, что подтверждает применимость расчетного определения режимов закалки.

Ключевые слова: закалка, долговечность, время выдержки, серый чугун.

The problems of increasing the durability of tractor parts from ferrite-pearlitic gray iron by using the process of diffusion surface doping with subsequent quenching for martensite are considered. The process of diffusion surface doping of gray iron is realized by heating the alloy in contact with the oxide of alloying elements (chromium, titanium, vanadium, etc.). At the same time, dissociation of the oxide molecule of the alloying element and the diffusion of atoms into the interior of the cast iron occur on the alloy surface. This scheme of the process makes it possible to oxidize the carbon of the cast iron base and simultaneously alloy the surface layer. Studies of the diffusion layer have shown that it has a pearlite structure, which means that it is possible to use the quenching process to obtain a martensitic structure. Important factors that determine the resistance of metals and alloys to wear include their structure, physical and mechanical properties, as well as their mutual arrangement, the quantitative ratio and the nature of the relationship between the individual components of the structure of the material. An important issue in the practical implementation of the technology is the determination of quenching regimes that provide the required microstructure and properties of the alloy, primarily the heating time for quenching. In this paper, we consider the possibility of applying heat engineering calculations to solve the abovementioned problem. Calculation of the heating parameters for quenching was carried out by solving the heat equation in the criterial form. The heating of a cylindrical part was considered. On the basis of the determination of the Bio and Fourier criteria, heating curves were constructed, which made it possible to determine the desired values of the heat treatment regimes. Experimental verification of the obtained results showed that the microstructure of the alloy is fine-needle martensite, which confirms the applicability of the calculated determination of the quenching regimes.

Keywords: quenching, durability, aging time, gray cast iron.

Введение

Специфика современного машиностроительного производства характеризуется непрерывно возрастающими требованиями к качеству выпускаемой продукции и к машинам, которые связаны с повышением их производительности, точности и надежности. Многочисленными исследованиями установлено, что качество машин во многом определяется эксплуатационными свойствами деталей и узлов, входящих в их состав. Одним из таких свойств является износостойкость в узлах трения.

К наиболее важным факторам, которые определяют сопротивление металлов и сплавов износу, можно отнести их структуру, физико-механические свойства, а также взаимное расположение, количественное соотношение и характер связи между отдельными составляющими структуры материала. Исходя из этого, можно сделать вывод, что наибольшей износостойкостью должна обладать поверхность, определяемая сочетанием оптимальной структуры и комплексом физико-механических и физико-химических свойств. Однако получение такого комплекса свойств на практике при использовании однофазного сплава практически невозможно.

Известно, что в узлах трения при выходе из строя сопряженных деталей практически всегда изнашивается слой определенной толщины, при этом большая часть материала деталей (зачастую 90 % и более) износу не подвергается, поэтому перспективным путем обеспечения требуемой износостойкости является поверхностное упрочнение деталей, изготовленных из дешевого материала, или получение композиционного материала, который обладает комплексом перечисленных выше свойств.

Феррито-перлитный серый чугун является достаточно распространенным материалом для изготовления деталей тракторов и сельхозмашин (по некоторым данным, доля данного материала достигает 40 %). Данный материал обладает рядом неоспоримых преимуществ, основными среди которых являются хорошие литейные свойства, сопротивляемость износу (прежде всего абразивному) и низкая стоимость.

Однако одним из основных недостатков данного конструкционного материала является то, что он практически не подвергается упрочнению. Применяемые методы упрочне-

ния данного материала [1–3] обладают низкой эффективностью и требуют использования дорогостоящего оборудования и материалов (лазерных установок, электролитов и т.д.).

Разработанный способ диффузионного поверхностного легирования [4] даст возможность получать на поверхности изделия из чугуна слой высокоуглеродистой стали с одновременной возможностью легирования *d*-элементами (хромом, титаном, молибденом и т.д.). Основными преимуществами данного способа является повышенная толщина упрочненного слоя (до 3 мм), отсутствие необходимости в применении сложного оборудования и применение в качестве материалов оксидов легирующих элементов, что дополнительно удешевляет процесс. На рис. 1 приведена граница диффузионного слоя и основы чугуна.

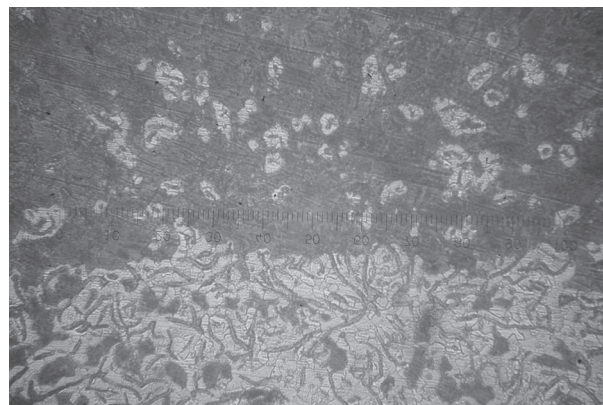


Рис. 1. Микроструктура границы диффузионного слоя и основы чугуна

Из рис. 1 видно, что диффузионный слой имеет перлитную структуру с включениями графита, а основа чугуна – феррито-перлитную. Таким образом, имеется возможность закалки диффузионного слоя с целью получения мартенситной структуры.

Однако в плане практического применения возникает проблема в определении режимов термической обработки (времени нагрева деталей). Главной проблемой здесь является обеспечение аустенитного превращения, но при этом выдержка должна быть такой, чтобы не было роста аустенитного зерна.

Цель исследования

Целью исследования является разработка элементов технологии повышения долговечности деталей тракторов из серого чугуна.

Материалы, методы исследования и их обсуждение

Решение поставленной задачи заключается в определении зависимости температуры от времени выдержки в печи (построение кривой нагрева). Одним из наиболее эффективных способов определения данной зависимости является решение уравнения теплопроводности [5].

Параметры нагрева и охлаждения тел зависят от теплопроводности (λ) и температуропроводности (α).

Температуропроводность представляет собой отношение коэффициента теплопроводности к теплоемкости единицы объема материала [5]:

$$\alpha = \frac{\lambda}{c \cdot \gamma},$$

где c – теплоемкость, λ – коэффициент теплопроводности и γ – единица объема материала.

Также важным фактором является теплоотдача. Коэффициент теплоотдачи можно рассчитать как отношение теплового потока через единицу поверхности тела к величине теплового перепада между поверхностью тела и средой [5]:

$$\alpha_{\text{изл}} = \frac{q}{T - T_{\text{пов}}},$$

где q – тепловой поток через единицу площади поверхности; T – абсолютная температура излучающих газов, свода и пода; $T_{\text{пов}}$ – абсолютная температура поверхности изделия.

Параметры теплового потока с учетом времени выдержки объекта в среде можно определить, решая уравнение Фурье [5]:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2},$$

где t – температура; τ – время; α – температуропроводность.

Однако более удобным является решение данного уравнения в критериальной форме [5]:

$$\frac{T_{\text{ср}} - T}{T_{\text{ср}} - T_0} = F\left(\frac{x}{S}; \frac{\alpha \tau}{S^2}; \frac{aS}{\lambda}\right),$$

где a – коэффициент теплоотдачи от поверхности тела к внешней среде; $T_{\text{ср}}$ – температура среды; T_0 – начальная температура тела; S – половина толщины пластины, радиус цилиндра или шара; x – расстояние от середины тела до данной точки; T – текущая температура в данной точке; λ – коэффициент теплопроводности; α – коэффициент температуропроводности; τ – время.

Величины, входящие в функциональную зависимость, являются критериальными функциями: $\frac{x}{S}$ – относительная длина, которая характеризует положение расчетного сечения; $F_0 = \frac{\alpha \tau}{S^2}$ – критерий Фурье, который характеризует стадию процесса нагрева (охлаждения); $Bi = \frac{aS}{\lambda}$ – критерий Био, характеризующий отношение теплового сопротивления тела к интенсивности теплообмена на поверхности.

Задача построения кривой нагрева заключается в решении уравнения теплопроводности для различных значений времени выдержки в среде τ . В литературе [5] приведены зависимости значений температуры от критериальных функций. При этом уравнение теплопроводности представляется в следующем виде:

$$T_i = T_{\text{ср}} + \Theta_S \cdot \Theta_R \cdot (T_0 - T_{\text{ср}}),$$

где Θ_S и Θ_R – значения критериальных функций вида $\Theta(Bi, F_0)$ для поверхности и середины образца, соответственно.

В качестве исходных данных для расчета примем следующие значения коэффициентов [5]:

– коэффициент теплопроводности $\lambda = 14$ ккал/(м·ч·°C);

– коэффициент теплоотдачи $a = 150$ ккал/(м²·ч·°C) – соответствует нагреву в электрической печи;

– коэффициент температуропроводности $\alpha = 0,025$ м²/ч;

– $T_{\text{ср}} = 930$ °C (выбирается по рекомендациям [6]);

– $T_0 = 25$ °C.

Экспериментальный образец представляет собой цилиндр с диаметром 20 мм и длиной 50 мм (см. рис. 2).

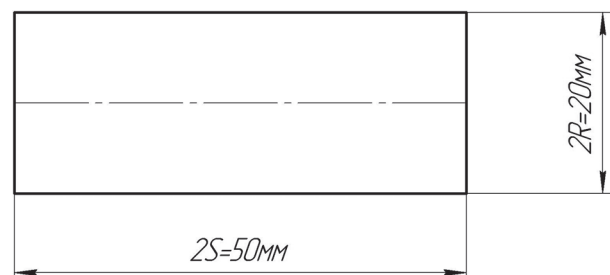


Рис. 2. Конфигурация образца

Значения критерия Био для поверхности S и оси изделия R соответственно равны:

$$Bi_R = \frac{aR}{\lambda} = \frac{150 \cdot 0,5 \cdot 0,02}{14} = 0,11;$$

$$Bi_S = \frac{aS}{\lambda} = \frac{150 \cdot 0,5 \cdot 0,05}{14} = 0,26.$$

Согласно рекомендаций [5], по определенным выше значениям критерия Био рассматриваемый образец можно отнести к массивным телам. Поэтому определение значений критериальных функций будем производить именно для таких тел.

Значения критерия Фурье определяются в зависимости от времени выдержки нагреваемого тела в среде. Для удобства результаты расчетов сведем в табл. 1.

Значения критериальных функций в зависимости от времени выдержки в среде приведены в табл. 2.

Используя значения критериальных функций, рассчитываем температуру нагреваемого образца в каждой конкретной временной точке. Результаты расчетов приведены в табл. 3 и на рис. 3.

Таблица 1

Значения критериев Фурье и Био

Время τ , ч	Критерий Био по радиусу Bi_R	Критерий Био по оси Bi_S	Критерий Фурье по радиусу FR	Критерий Фурье по оси FS
0,01	0,11	0,26	2,5	0,4
0,03	0,11	0,26	7,5	1,2
0,06	0,11	0,26	15	2,4
0,08	0,11	0,26	20	3,2

Таблица 2

Значения критериальных функций

Время τ , ч	Критериальная функция по радиусу Θ_R	Критериальная функция по оси Θ_S
0,01	0,64	0,75
0,03	0,25	0,6
0,06	0,03	0,35
0,08	0	0,24

Таблица 3

Параметры теоретической кривой нагрева

Время τ , ч	Температуры образца T , °C
0,01	495
0,03	794
0,06	920
0,08	930

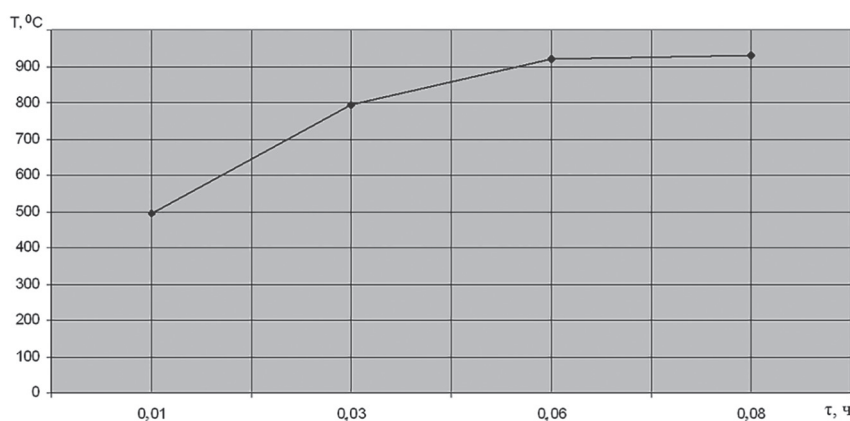


Рис. 3. Теоретическая кривая нагрева

Выводы

Как можно видеть из табл. 3, расчетное время нагрева и выдержки в печи составляет примерно 5...6 мин. Экспериментальная проверка правильности полученных результатов и применимости их в практической деятельности выполнялась на образце, геометрическая характеристика которого соответствует рис. 2.

Образец нагревали в печи и выдерживали в течение 6 мин, после чего, охлаждали в воде. На рис. 4 представлена микроструктура образца после выполнения данной операции.



Рис. 4. Микроструктура поверхностного слоя после термодиффузионного упрочнения (при температуре 1100 °C) и заковки

Из рис. 4 видно, что микроструктура диффузионного слоя соответствует мелкоигольчатому мартенситу. Таким образом, полученные расчетные значения режимов термической обработки обладают достаточной точностью и могут быть использованы в практических целях.

Литература

1. Майоров В.С., Майоров С.В. Закалка чугуновых деталей излучением твердотелого лазера // Металловедение и термическая обработка металлов. 2009. № 3. С. 6–8.

2. Криштал М.А. Механизм диффузии в железных сплавах. М.: Металлургия, 1972. 400 с.
3. Поветкин В.В., Ковенский И.М. Структура электролитических покрытий. М.: Металлургия, 1989. 136 с.
4. Гуревич Ю.Г., Овсянников В.Е., Фролов В.А. Способ диффузионного титанирования изделий из чугуна: патент на изобретение № 2012116651/02, Российская Федерация. Опубликовано 20.09.2013. Бюл. № 26.
5. Немчинский А.Л. Тепловые расчеты термической обработки. Л.: Судостроение, 1953. 105 с.
6. Седов Ю.Е., Адашкин А.М. Справочник молодого термиста. М.: Высшая школа, 1986. 239 с.

References

1. Mayorov V.S., Mayorov S.V. Quenching of cast-iron parts by solid-laser radiation. Metallovedenie i termicheskaya obrabotka metallov. 2009. No 3, pp. 6–8 (in Russ.).
2. Krishtal M.A. Mekhanizm diffuzii v zheleznykh splavakh [Mechanism of diffusion in iron alloys]. Moscow: Metallurgiya Publ., 1972. 400 p.
3. Povetkin V.V., Kovenskiy I.M. Struktura elektroliticheskikh pokrytiy [Structure of electrolytic coatings]. Moscow: Metallurgiya Publ., 1989. 136 p.
4. Gurevich Yu.G., Ovsyannikov V.E., Frolov V.A. Sposob diffuzionnogo titanirovaniya izdeliy iz chuguna [Method for diffusion titanium casting of parts from cast iron]: patent na izobretenie No 2012116651/02, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 20.09.2013. Byul. No 26.
5. Nemchinskiy A.L. Teplovye raschety termicheskoy obrabotki [Thermal calculations of heat treatment]. Leningrad: Sudostroenie Publ., 1953. 105 p.
6. Sedov Yu.E., Adaskin A.M. Spravochnik molodogo termista [Directory of young thermist]. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1986. 239 p.

ПРИМЕНЕНИЕ ДИФФЕРЕНЦИРОВАННОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

APPLICATION OF DIFFERENTIATED TILLAGE

С.Е. ФЕДОРОВ, к.т.н.

Мордовский государственный университет
им. Н.П. Огарева, Саранск, Россия,
seregafedorov1989@mail.ru

S.E. FEDOROV, PhD in Engineering

Ogarev Mordovia State University, Saransk, Russia,
seregafedorov1989@mail.ru

Главным показателем физического состояния почв является плотность сложения. При сопоставлении значений равновесной и оптимальной плотности почвы для сельскохозяйственных культур определяется потребность в той или иной механической обработке. Это говорит о том, что в настоящее время система обработки почвы не может быть единой, универсальной, одинаково пригодной и эффективной в разных точках поля. Она должна быть дифференцированной, адаптированной к почвенно-климатическим условиям. Исходя из выше изложенного, появилась идея о необходимости создания комбинированного культиватора для выполнения дифференцированной обработки почвы, который обеспечил бы желаемый прогнозируемый процесс работы при выполнении условий. Цель исследования – снижение затрат энергии, повышение качества поверхностной подготовки почвы за счет применения дифференцированной обработки почвы без снижения показателей урожайности. Полевые исследования по определению плотности и твердости почвы проводили при температуре $+20 \pm 2$ °C на разных глубинах (0...10, 10...20, 20...30 и 30...40 см) и повторяли по 4 раза для каждой глубины для выявления средних значений амплитуд. Влажность почвы в процессе обработки варьировалась в пределах от 20 до 26 %. Предельная относительная ошибка при измерении составила 5 %. При исследовании твердости и плотности почвы одна точка (как одно измерение) закладывалась на 4...5 га. Результаты исследований показали, что твердость и плотность почвы в разных точках поля разные. Со временем их значения возрастают. Минимальные значения твердости и плотности наблюдалось на глубине 0...10 см и составили 8 кг/см² и 0,94 г/см³, максимальные – на глубине 30...40 см – 34,3 кг/см² и 1,41 г/см³. В этом направлении нами предложено создание экспериментальной комбинированной машины для дифференцированной обработки почвы, позволяющей автоматически изменять глубину обработки в зависимости от плотности и твердости почвы.

Ключевые слова: дифференцированная обработка почвы, плотность, твердость, глубина обработки, технологическая электронная карта.

The main indicator of the physical state of soils is the density of structure. When comparing the values of the equilibrium and optimal soil density for agricultural crops, the need of one or another mechanical treatment is determined. This suggests that at present the soil treatment system can not be uniform, universal, equally suitable and effective at different points in the field. It must be differentiated, adapted to soil and climatic conditions. Proceeding from the above, there appeared the idea of the need to create a combined cultivator for differentiated soil cultivation, which provided the desired predictable process of work under accomplished conditions. The purpose of the study is to reduce energy costs, improve the quality of surface preparation of the soil through the application of differentiated tillage without reducing yields. Field studies on determining density and hardness of the soil were carried out at a temperature of $+20 \pm 2$ °C at different depths (0 ... 10, 10 ... 20, 20 ... 30 and 30 ... 40 cm) and repeated 4 times for each depth to determine the average values of the amplitudes. The moisture content of the soil during the treatment varied from 20 % to 26 %. The limiting relative error in the measurement was 5 %. When examining the hardness and density of the soil, one point (as one dimension) was laid on 4 ... 5 hectare. The results of the studies showed that the hardness and density of the soil in different points of the field are different. Over time their values increase. The minimum values of hardness and density were observed at a depth of 0 ... 10 cm and amounted to 8 kg/cm² and 0,94 g/cm³, maximum at a depth of 30 ... 40 cm – 34,3 kg/cm² and 1,41 g/cm³. In this direction, we proposed the creation of an experimental combined machine for differentiated soil cultivation, which automatically changes the depth of processing, depending on the density and hardness of the soil.

Keywords: differentiated soil cultivation, density, hardness, depth of processing, technological electronic map.

Введение

Одним из главных показателей физического состояния почв является плотность сложения, которая выражается через объемную массу или плотность почвы и общую скважность.

При сопоставлении значений равновесной и оптимальной плотности почвы для сельскохозяйственных культур определяется потребность в той или иной механической обработке. Снижение интенсивности обработки почвы, вплоть до полного отказа от нее, возможно только на таких почвах, у которых величина равновесной плотности приближается к оптимальной или равна ей. Интенсивность и глубина механической обработки должна возрастать с увеличением разности между равновесной и оптимальной плотностью почвы [1, 2].

В настоящее время известно, что плотность сложения почвы зависит не только от гранулометрического состава, содержания гумуса, но и является функцией ее структурных качеств. Многочисленными исследованиями установлено, что в зависимости от типа почвы и структуры плотность сложения меняется в широких пределах. По обобщенным данным, в зависимости от гранулометрического состава для роста и развития культурных растений плотность должна находиться в пределах от 1,1 до 1,3 г/см³ [3]. При уплотнении почвы уменьшается не только объем пор, но и их размер. Это весьма важно для роста корневых волосков. Уплотненная почва плохо впитывает и фильтрует влагу, а это при наличии ливневых осадков способствует усилению поверхностного стока, эрозии и в целом снижению влагообеспеченности растений. Причинами снижения урожая на уплотненных почвах являются недостаток кислорода и избыток углекислого газа, плохая водопроницаемость и ухудшение водного режима, ухудшение условий для формирования мощной корневой системы; на рыхлой – уменьшение концентрации влаги и пищи в объеме, большой расход воды на непроизводительное испарение, повреждение корневой системы растений из-за естественного процесса уплотнения и оседания почвы.

Таким образом, равновесная плотность сложения одной и той же почвы – величина переменная, даже в пределах одного поля, и зависит от метеорологических условий и времени года, вида сельскохозяйственных культур.

Это подтверждает тот факт, что в настоящее время не может быть единой, универсальной системы обработки почвы, одинаково пригодной и

эффективной в разных точках поля. Она должна быть дифференцированной, адаптированной к почвенно-климатическим условиям.

Исходя из вышеизложенного, появилась идея о необходимости создания комбинированного культиватора для выполнения дифференцированной обработки почвы, который бы обеспечил желаемый прогнозируемый процесс работы при выполнении условий [4, 5]:

$$F_a \leq \sum_{i=1}^n F_i,$$

где F_a – суммарное сопротивление агрегата; F_i – тяговое сопротивление почвообрабатывающей машины, состоящей из однооперационных рабочих органов.

$$W_a = \sum_{i=1}^n W_i,$$

где W_a – производительность комбинированной машины; W_i – производительность однооперационных почвообрабатывающих агрегатов.

Цель исследования

Целью исследования является снижение затрат энергии, повышение качества поверхностной подготовки почвы за счет применения дифференцированной обработки почвы без снижения показателей урожайности.

Материалы и методы

Для обработки почв различной твердости и плотности применение комбинированных машин на одну и ту же глубину неэффективно. Это приводит к большим производственным затратам, потому что почвы с высоким содержанием гумуса можно обрабатывать менее глубоко, то есть применять дифференцированную систему обработки [6].

Суть дифференцированной обработки почвы даже в пределах одного участка заключается в том, чтобы за счет более эффективного расхода горючего и минимальных затрат времени сократить издержки производства в растениеводстве, избегая при этом разрушения структуры почвы и возникновения почвенных эрозий.

Применение дифференцированной обработки почвы возможно только в двухэтапном технологическом варианте с использованием цифровых почвенных карт (плотность и твердость почвы, рельеф участка и т.д.). Эта информация необходима для подготовки технологических электронных карт (рис. 1).

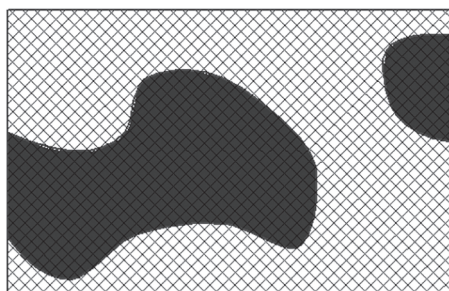


Рис. 1. Технологическая электронная карта для обработки почвы:

темные зоны – глубокая обработка;
светлые зоны – мелкая обработка

При этом отталкиваются от того, что возникает необходимость глубокого рыхления почвы тех участков поля, где складываются неблагоприятные условия для роста сельскохозяйственных культур. В то же время хорошо структурированные почвы можно обрабатывать менее глубоко. При этом глубина обработки не является постоянной, а определяется с учетом принятой глубины обрабатываемого слоя данной почвы [7].

Полевые исследования по определению плотности и твердости почвы проводили в 2017 г. на поле ООО АПО «Мокша» (Краснолободский район, Республика Мордовия), подготавливающее под посев кукурузы.

Испытания проводили при температуре $+20 \pm 2$ °C на разных глубинах (0...10, 10...20, 20...30 и 30...40 см) и повторяли по 4 раза для каждой глубины для выявления средних значений амплитуд. Тип почвы – оподзоленный чернозем, слабосмытый, среднесуглинистый, 6 % гумуса. Площадь – 36 га. Рельеф холмистый. Влажность почвы в процессе обработки варьировалась в пределах от 20 до 26 %. Предельная относительная ошибка при измерении составила 5 %.

При исследовании твердости и плотности почвы одна точка (как одно измерение) закладывалась на 4...5 га. Схемы размещения точек показаны на рис. 2.



Рис. 2. Схемы размещения точек при исследовании твердости и плотности почвы на поле ООО АПО «Мокша»

Твердость почвы определяли твердомером Wile. Наконечник – диаметром 3/4 дюйма. Плотность определяли, используя стальной цилиндр, заостренный снизу, объем которого составляет 500 см³.

Полученные результаты, обработанные с помощью пакета программы Excel, представлены в табл. 1 и на рис. 3 и 4.

Результаты и обсуждение

Анализ данных, полученных в опыте, показал, что твердость и плотность почвы в разных точках поля разные. Со временем их значения возрастают. Минимальные значения твердости и плотности наблюдалось на глубине 0...10 см и составили 8 кг/см² и 0,94 г/см³, максимальные – на глубине 30...40 см – 34,3 кг/см² и 1,41 г/см³.

Таблица 1

Твердость и плотность почвы по состоянию на 09.05.2017 г.

Точка измерения	Твердость кг/см ² на глубине, см				Плотность г/см ³ на глубине, см			
	0...10	10...20	20...30	30...40	0...10	10...20	20...30	30...40
1	10,2	13,6	17,5	23,6	1	1,11	1,2	1,3
2	17,2	20,6	25	31,2	1,07	1,18	1,29	1,37
3	9,1	11,6	14,3	15,2	0,95	1,06	1,15	1,25
4	10	11,6	13,7	14,1	0,94	1,05	1,16	1,26
5	10,3	13,7	17,3	20,1	1,01	1,12	1,21	1,31
6	8	14,2	21,3	33,2	1,08	1,19	1,28	1,38
7	15	18	21	28,3	1,05	1,16	1,26	1,36

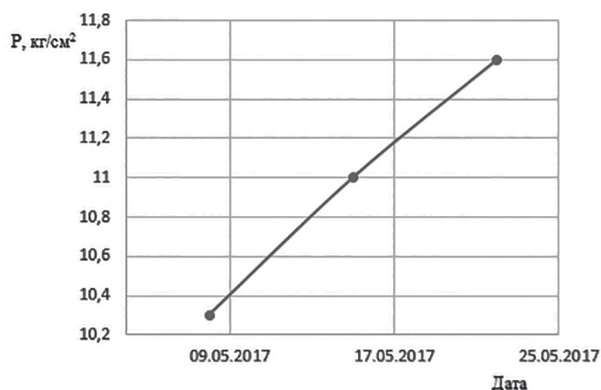


Рис. 3. Изменение со временем твердости почвы в пятой точке на глубине 0...10 см

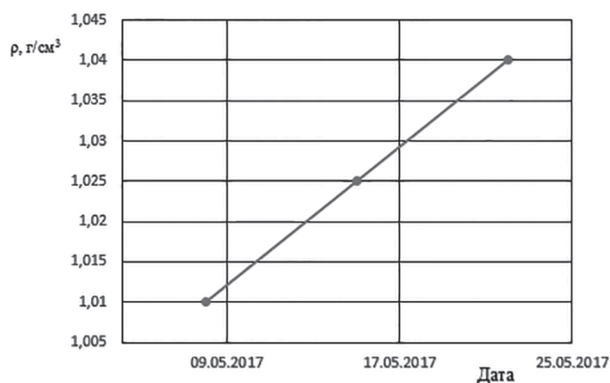


Рис. 4. Изменение со временем плотности почвы в пятой точке на глубине 0...10 см

В этом направлении нами предложено создание экспериментальной комбинированной машины, объединяющей несколько рабочих органов, для дифференцированной обработки почвы. Схема комбинированной машины представлена на рис. 5.

Данная машина позволяет автоматически изменять глубину обработки в зависимости от плотности и твердости почвы. Более уплотненные участки поля обрабатываются на большую глубину, чем рыхлые, что обеспечивает оптимальную плотность на всем участке.

Выводы

1. Исследованы твердость и плотность поля ООО АПО «Мокша» (Краснослободский район, Республика Мордовия). Полученные данные подтверждают перспективность применения дифференцированной обработки почвы исследуемых участков.

2. Получены зависимости твердости и плотности от времени, из которых виден их рост. Таким образом, в период весенне-полевых работ необходим дифференцированный подход к выбору почвообрабатывающего агрегата в зависимости от времени проводимых операций.

Литература

1. Федоров С.Е., Чаткин М.Н., Костин А.С. Обоснование параметров пружинных стоек комбинированных культиваторов // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: матер. междунар. конф. Саранск, 2014. С. 547–550.
2. Федоров С.Е., Чаткин М.Н. Полевые исследования упругой S-образной стойки // Основные направления развития техники и технологии в АПК: матер. и докл. VII всерос. науч.-практ. конф. Княгинино, 2016. С. 323–326.
3. Чаткин М.Н., Ягин О.А., Федоров С.Е. Обзор современных энергосберегающих технологий обработки почвы // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: сборник. Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2010. С. 40–43.
4. Седашкин А. Н., Федоров С.Е., Городсков С.Ю. Влияние вынужденных колебаний на разрушение почвы // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: сборник. Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2010. С. 51–54.

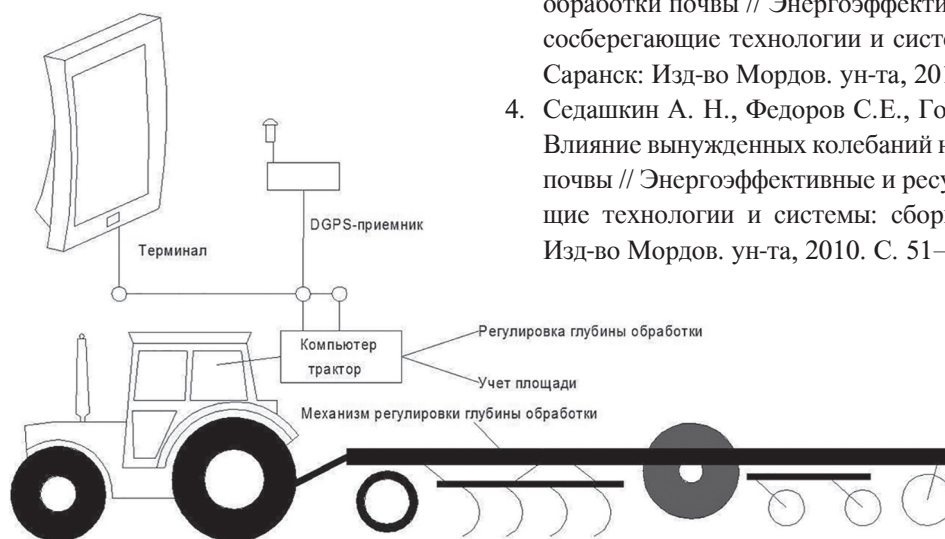


Рис. 5. Комбинированная машина для дифференцированной обработки почвы

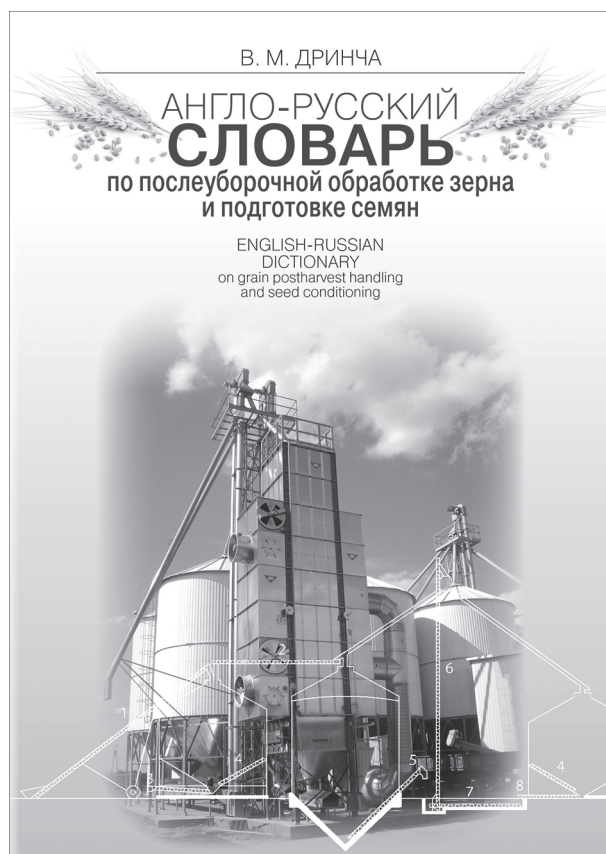
5. Костин А.С., Федоров С.Е., Чаткин М.Н. Анализ конструкций рабочих органов для глубокой безотвальной обработки почвы // Актуальные проблемы аграрной науки в XXI веке: матер. всерос. заочной науч.-практ. конф. Пермь, 2014. С. 184–188.
6. Костин А.С., Чаткин М.Н., Федоров С.Е. Рабочий орган глубокорыхлителя // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: матер. междунар. конф. Саранск, 2014. С. 527–531.
7. Федоров С.Е., Чаткин М.Н., Мишечкин С.И. Дифференцированная система обработки почвы // XXI научно-практическая конференция молодых ученых, аспирантов и студентов Национального исследовательского Мордовского государственного университета им. Н.П. Огарёва: матер. конф. Саранск, 2017. С. 674–678.

References

1. Fedorov S.E., Chatkin M.N., Kostin A.S. The rationale for the parameters of the spring racks of combined cultivators. *Energoeffektivnye i resursosberegayushchie tekhnologii i sistemy: mater. mezhdunar. konf.* [Energy-efficient and resource-saving technologies and systems: materials of international conference]. Saransk, 2014, pp. 547–550 (in Russ.).
2. Fedorov S.E., Chatkin M.N. Field studies of the elastic S-pillar. *Osnovnye napravleniya razvitiya tekhniki i tekhnologii v APK: mater. i dokl. VII vseros. nauch.-prakt. konf.* [The main directions of the development of technics and technology in agro-industrial complex: mater. and of VII All-Russian scientific-practical conference]. Knyaginino, 2016, pp. 323–326 (in Russ.).
3. Chatkin M.N., Yagin O.A., Fedorov S.E. Overview of modern energy-saving soil treatment technologies. *Energoeffektivnye i resursosberegayushchie tekhnologii i sistemy: sbornik* [Energy-efficient and resource-saving technologies and systems: collection]. Saransk: Izd-vo Mordov. un-ta Publ., 2010, pp. 40–43 (in Russ.).
4. Sedashkin A. N., Fedorov S.E., Gorodskov S.Yu. The effect of forced vibrations on soil degradation. *Energoeffektivnye i resursosberegayushchie tekhnologii i sistemy: sbornik* [Energy-efficient and resource-saving technologies and systems: collection]. Saransk: Izd-vo Mordov. un-ta Publ., 2010, pp. 51–54 (in Russ.).
5. Kostin A.S., Fedorov S.E., Chatkin M.N. Analysis of the structures of working bodies for deep soil-free tillage. *Aktual'nye problemy agrarnoy nauki v KhKhI veke: mater. vseros. zaochnoy nauch.-prakt. konf.* [Actual problems of agrarian science in the 21st century: mater. all-Russia. extramural scientific-practical conf.]. Perm', 2014, pp. 184–188 (in Russ.).
6. Kostin A.S., Chatkin M.N., Fedorov S.E. Working part of the deep loosener. *Energoeffektivnye i resursosberegayushchie tekhnologii i sistemy: mater. mezhdunar. konf.* [Energy-efficient and resource-saving technologies and systems: collection] Saransk, 2014, pp. 527–531 (in Russ.).
7. Fedorov S.E., Chatkin M.N., Mishechkin S.I. Differential soil treatment system. *XXI nauchno-prakticheskaya konferentsiya molodykh uchenykh, aspirantov i studentov Natsional'nogo issledovatel'skogo Mordovskogo gosudarstvennogo universiteta im. N.P. Ogareva: mater. konf.* [XXI scientific and practical conference of young scientists, graduate students and students of the National Research Ogarev Mordovian State University: materials] Saransk, 2017, pp. 674–678 (in Russ.).

АНГЛО-РУССКИЙ СЛОВАРЬ ПО ПОСЛЕУБОРОЧНОЙ ОБРАБОТКЕ ЗЕРНА И ПОДГОТОВКЕ СЕМЯН

ENGLISH-RUSSIAN DICTIONARY OF POST-HARVEST GRAIN PROCESSING AND SEED PREPARATION



Дринча В.М.

Англо-русский словарь по послеуборочной обработке зерна и подготовке семян. English-Russian dictionary on grain postharvest handling and seed conditioning. – М.: ООО «Издательство Агро-рус», 2018. – 356 с.

Рецензенты:

С.С. Ямпиров, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Биомедицинская техника, процессы и аппараты пищевых производств» (Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления)

Н.М. Иванов, д.т.н., профессор, руководитель СибИМЭ, заместитель директора (Сибирский федеральный научный центр агробиотехнологий Российской академии наук)

Н.Н. Соловьева, д.п.н., к.фил.н., доцент, заведующая кафедрой русского и иностранных языков (Московский гуманитарно-экономический университет)

Словарь включает около 35 000 терминов, отражающих современное состояние языка машинных систем зерновой индустрии и семенной промышленности.

Представлены термины по всему комплексу механизмов, машин и технологических процессов послеуборочной обработки зерна и подготовки семян сельскохозяйственных культур, а также биологическим и физическим свойствам зерновых и семенных материалов.

Данная работа представляет собой первый в мировой практике опыт создания англо-русского словаря по послеуборочной обработке зерна

и подготовке семян на принципах системного подхода. Представленные термины в словаре относятся к следующим разделам:

- физические и биологические свойства зерновых и семенных материалов;
- машины и процессы очистки и сортирования зерна;
- технологии и техника сушки зерна;
- процессы и машины предпосевной подготовки и химической обработки семян;
- зернотранспортирующие системы;
- вентиляционные установки и сооружения для хранения зерна.

К ряду терминов даются пояснения, отражающие современное их толкование.

Особое внимание при составлении словаря было уделено вопросам подбора и представления иллюстрированного материала, который отражает содержание терминологии, вышеперечисленных разделов. Общая численность иллюстраций по всем вышеперечисленным разделам составляет 292 рисунка с поименным названиям деталей и частей иллюстраций на русском и английском языках.

На всех этапах работы со словарем важное внимание уделялось сокращениям, связанным

с терминологией, относящейся к машинным системам зернопроизводства.

В приложении словаря также включены коэффициенты конвертации физических величин, часто используемых в технической и научной литературе по зерно-семенному оборудованию и технологиям обработки зерна и подготовки семян.

Предназначен студентам, аспирантам и преподавателям агроинженерных и смежных дисциплин. Может быть полезен переводчикам и широкому кругу специалистов агропромышленного комплекса.