



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

В.М. Шарипов

Издается с февраля 1930 г.

1•2017

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

РЫНОК СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ	AGRICULTURAL MACHINERY MARKET	
Гольяпин В.Я. Особенности зерноуборочных комбайнов компании Gleaner	Gol'tyapin V.Ya. Special characteristics of Gleaner combine harvesters	3
Парфенов А.П. Сельскохозяйственные тракторы на рынке России (по материалам международной выставки «Агросалон 2016»)	Parfenov A.P. Agricultural tractors on Russian market (based on the materials of «Agrosalon 2016» international exhibition)	7
Подолько П.М., Панкин К.Е. Современное состояние производства и анализ рынка сельскохозяйственных тракторов иностранных брендов в России	Podolko P., Pankin K. The current state of the production and analysis of the market of agricultural tractors foreign brands in Russia	16
ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ	THEORY, DESIGN, TESTING	
Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Моделирование следящих систем почвообрабатывающих агрегатов	Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Simulation of automatic control systems of tillage units	22
Городецкий К.И., Шарипов В.М., Евтушик О.В., Бернацкий В.В., Дмитриев М.И., Щетинин Ю.С. Влияние принудительного жидкостного охлаждения пар трения автотракторных фрикционных муфт на их тепловую нагруженность	Gorodetskiy K.I., Sharipov V.M., Yevtushik O.V., Bernatskiy V.V., Dmitriyev M.I., Shchetinin Yu.S. The impact forced fluid cooling of friction pairs in automotive clutches on its thermal load	32
ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА	ECONOMICS, ORGANIZATION AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING	
Романов П.С., Романова И.П. Оптимизация перемещений автомобильного транспорта, участвующего в производственном процессе крупных машиностроительных предприятий	Romanov P.S., Romanova I.P. Optimization of automotive transport movements involved in the production process of large machine-building enterprises	37
КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ	QUALITY, RELIABILITY	
Чернов А.Е., Акимов А.В. Сравнительный анализ энергетических возможностей систем возбуждения тракторных генераторов	Chernov A.E., Akimov A.V. Comparative analysis of the energy capacity of the excitation system of the tractor generators	46
Фомин В.М., Гусаров В.В., Латышев А.П. Метод улучшения показателей работы газового двигателя, созданного на базе дизеля	Fomin V.M., Gusarov V.V., Latyshev A.P. Method of improving the characteristics of a gas engine, developed on the base of a diesel engine	54

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

Сдано в набор 20.01.2017. Подписано в печать 17.02.2017. Формат 60x88/8.
Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 7,50. Уч.-изд. л. 7,05. Заказ № 82. Цена свободная.
Отпечатано в типографии издательства Московского Политеха.
115280, Москва, Автозаводская, 16. Тел. (495) 276-33-67.

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.

ОСОБЕННОСТИ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ КОМПАНИИ GLEANER

SPECIAL CHARACTERISTICS OF GLEANER COMBINE HARVESTERS

В.Я. ГОЛТЯПИН, к.т.н.

ФГБНУ «Росинформагротех», Москва, Россия,
golwol@mail.ru

V. GOL'TYAPIN, PhD in Engineering

Federal State Budgetary Scientific Institution "Russian scientific
research institute of information and technical-economic
research on engineering and technical support
of agro-industrial complex", Moscow, Russia, golwol@mail.ru

В настоящее время компания Gleaner предлагает две серии зерноуборочных комбайнов S8 и S9, на которых используется оригинальная и единственная в мире схема обмолота и сепарации хлебной массы поперечно расположенным ротором. Хлебная масса с платформы жатки забирается наклонным транспортером и передается на второй транспортер, который подает ее в ротор. Затем она захватывается бичами ротора, обмолачивается, сепарируется и, перемещаясь в левую сторону комбайна, выбрасывается из молотильного устройства лопастной швырялкой. Два распределительных шнека, расположенные под кожухом ротора, подают вымолоченный ворох на обрезиненные валцы-ускорители, которые вбрасывают его через поток воздуха на очистку. Специалисты компании Gleaner отмечают следующие достоинства своих зерноуборочных комбайнов:

- значительный резерв мощности: разница между максимальной и номинальной мощностями равна 23–56 кВт, у аналогов – 33–49 кВт;
- расположение двигателей на комбайнах заднее, что обеспечивает лучшее распределение веса, доступность проведения технического обслуживания и ремонта, снижение шума и вибрации в кабине;
- подача хлебной массы на обмолот происходит без изменения направления, что сказывается на качестве обмолота;
- обмолот и сепарация происходит по всей окружности ротора;
- процесс очистки зернового вороха осуществляется в два этапа: предварительно воздушным потоком и на решетках;
- по сравнению с аналогами имеют, при одинаковом диаметре ротора, меньшую его длину, большие вместимость бункера (кроме комбайна S 680 фирмы John Deere) и производительность выгрузного шнека;
- меньшая масса комбайнов по сравнению с аналогами снижает потери мощности на передвижение и уплотнение почвы.

Ключевые слова: зерноуборочный комбайн, двигатель, ротор, хлебная масса, обмолот, сепарация, очистка.

Nowadays Gleaner company offers two series of combine harvesters S8 and S9, which uses an original and unique in the world circuit of grain mass threshing and separating by transversely located rotor. The grain mass from header platform climbs through inclined conveyor, which delivers it to the rotor. Then it is captivated by rotor, is threshed, is separated and moving to the left side of combine is ejected from the threshing device by blade thrower. Two distribution augers located under rotor cover supply threshed heap on rubberized roller-boosters that throw it throw air flow for cleaning. Experts of the "Gleaner" company note following advantages of its combine harvesters:

- significant reserve of power: the difference between the maximum and the nominal capacity is 23–56 kW, and for analogues – 33–49 kW;
- the location of the combine engine is rear, which provides better weight distribution, availability for maintenance and repair, reduction of noise and vibration in the cabin;
- feed of grain mass for threshing is done without change of direction, which affects the quality of threshing;
- threshing and separation occurs along the entire circumference of the rotor;
- the process of grain heap cleaning is done in two stages: the preair stream and at sieves;
- in comparison with the analogues it has the same diameter of the rotor but less length, large hopper capacity (except of harvesters S 680 of the company John Deere) and the performance of the unloading auger;
- the smaller mass of the harvesters in comparison with analogues, which reduces the power loss on movement and soil compaction.

Keywords: combine harvester, engine, grain bulk, threshing, separation, cleaning.

Введение

На современном российском рынке сельскохозяйственной техники представлено достаточно широкое разнообразие зерноуборочных комбайнов различных фирм как российских,

так и зарубежных. Публикации, посвященные обоснованному выявлению преимуществ и недостатков существующих комбайнов, безусловно имеют определенный интерес и актуальность.

Целью приведенного в данной статье исследования является сравнительный анализ зерноуборочных комбайнов S8 и S9, выпускаемых компанией Gleaner, позволяющий их потребителям принять решения, связанные с их использованием.

Результаты анализа

В настоящее время компания Gleaner предлагает две серии зерноуборочных комбайнов S8 и S9 (рис. 1, табл. 1), каждая из которых включает три модели (S 68, S 78, S 88 и S 96, S 97, S 98) [1, 2]. Первая цифра в обозначении моделей серии S8 означает класс комбайна, вторая – номер серии. В новой серии S9 компания изменила обозначение моделей: первая цифра обозначает номер серии, вторая – класс комбайна. На всех комбайнах используется оригинальная и единственная в мире схема обмолота и сепарации хлебной массы поперечно расположенным



Рис. 1. Роторный зерноуборочный комбайн компании Gleaner

ротором [3, 4] (рис. 2). Камера молотильно-сепарирующего устройства состоит из трех частей: загрузки и первичного обмолота, обмолота и сепарации, сепарации и выгрузки. Винтовые направляющие, закрепленные на внутренней части кожуха ротора первых двух секций, обеспечивают транспортирование массы от входного окна к выходному.

Таблица 1

Сравнительные технические данные комбайнов компании Gleaner и аналогов с продольным расположением ротора*

Марка комбайна (компания)	S 68/S 96 (Gleaner)	6130/6140 (Case IH)	S 660 (John Deere)	S 78/S 97 (Gleaner)	7230/7240 (Case IH)	S 670 (John Deere)	S 88/S 98 (Gleaner)	8230/8240 (Case IH)	S 680 (John Deere)
Класс комбайна	6	6	6	7	7	7	8	8	8
Мощность двигателя, кВт	237	235/256	245	276	279/296	288	316	331/353	348
Максимальная мощность двигателя, кВт	293	279/302	281	332	324/344	330	346	375/408	397
Количество цилиндров	6	6	6	7	6	6	7	6	6
Рабочий объем, л	8,4	8,7	9	9,8	8,7/11,1	9	9,8	12,9	13,5
Вместимость топливного бака, л	871	946	950	871	1125	950	871	1125	1250
Длина ротора, мм	2286	2611	3124	2286	2624	3124	2286	2794	3124
Диаметр ротора, мм	762	762	762	762	762	762	762	762	762
Угол обмолота и сепарации, град.	360	156	180	360	180	180	360	180	180
Площадь обмолота и сепарации, м ²	3,9	Н.д.	1,54	3,9	Н.д.	1,54	3,9	Н.д.	1,54
Площадь очистки, м ²	4,99/5,63	5,13	4,9	5,63	6,5	4,9	4,99/5,63	6,5	5,6
Вместимость бункера, л	13743	10571	10600	13743	11100	10600	13743	12334/14448	14100
Производительность выгрузного шнека, л/с	141	106	120	141	127/141	120	141	127/141	135
Масса, кг	12661/14479	15033	16451	12773/14615	16157/18295	17143	12777/14615	16418/18332	18904

* По данным компании Gleaner.

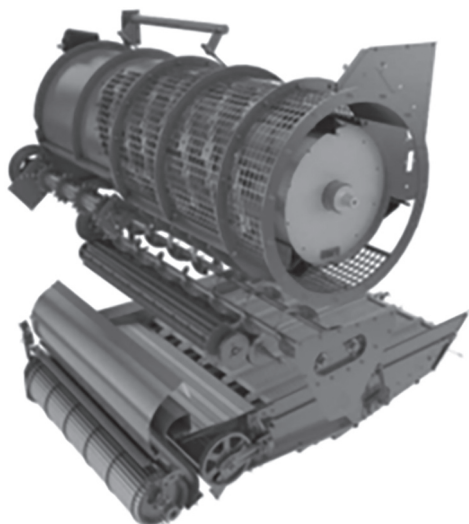


Рис. 2. Роторное молотильно-сепарирующее устройство и система очистки зерноуборочных комбайнов

Хлебная масса с платформы жатки забирается наклонным транспортером и передается на второй транспортер, который подает ее в ротор. Затем она захватывается бичами ротора, обмолачивается, сепарируется и перемещаясь в левую сторону комбайна выбрасывается из молотильного устройства лопастной швырлялкой. Два распределительных шнека, расположенные под кожухом ротора, подают вымолоченный ворох на обрешиненные валцы-ускорители, которые вбрасывают его через поток воздуха на каскадный поддон с решетом предварительной очистки. Более легкая фракция уносится воздушным потоком в заднюю часть комбайна, не загружая верхнее решето очистки.

Поперечное расположение молотильно-сепарирующего устройства, наличие распределительных шнеков и ускорителей предотвращает боковой сдвиг зерносмеси при работе комбайна на склоне до 23 %. Комбайны оснащены двигателями с турбонаддувом, четырьмя клапанами на цилиндр, электронной системой впрыска топлива Common Rail. На них применен трехступенчатый предварительный впрыск топлива, автоматическая компенсация температуры топлива и турбокомпрессоры с двойным турбонаддувом. Благодаря использованию технологии избирательной каталитической нейтрализации SCR двигателя по содержанию вредных веществ в выхлопных газах соответствуют нормам Tier 4f. Вместимость бака для реагента составляет 92,7 л, которым он заполняется через каждые три заправки дизельным топливом. Для очистки радиатора и поворотной сетки через каждые 15 минут

включается реверс вентилятора системы охлаждения на 5 секунд. Лопастей вентилятора – с переменным углом наклона, изменяемым в зависимости от температуры охлаждающей жидкости.

Специалисты компании Gleaner отмечают следующие достоинства своих зерноуборочных комбайнов [5]:

1) значительный резерв мощности: разница между максимальной и номинальной мощностями равна 23–56 кВт, у аналогов – 33–49 кВт;

2) расположение двигателей на комбайнах заднее, что обеспечивает лучшее распределение веса, доступность проведения технического обслуживания и ремонта, снижение шума и вибрации в кабине;

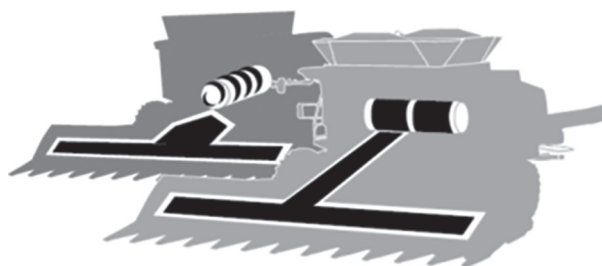


Рис. 3. Подача хлебной массы у комбайнов компании Gleaner (справа) и их аналогов (слева)

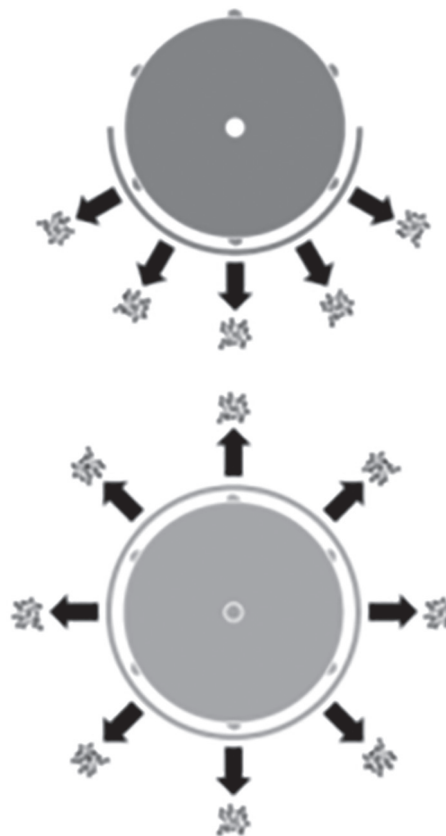


Рис. 4. Угол обмола и сепарации у комбайнов компании Gleaner (внизу) и их аналогов (вверху)

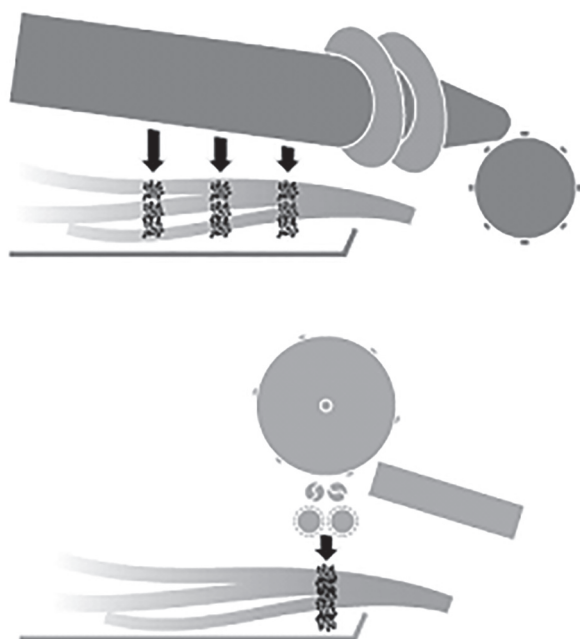


Рис. 5. Предварительная очистка зернового вороха на комбайнах компании Gleaner (внизу) и их аналогах (вверху)

3) подача хлебной массы на обмолот происходит без изменения направления, что сказывается на качестве обмолота (рис. 3);

4) обмолот и сепарация происходит по всей окружности ротора, угол обмолота и сепарации у других роторных комбайнов составляет 156–180° (рис. 4);

5) процесс очистки зернового вороха осуществляется в два этапа: предварительно воздушным потоком и на решетках. При предварительной очистке зерновой ворох после обмолота равномерно распределяется по ширине молотилки, вальцами-ускорителями разгоняется до скорости, превышающей скорость свободного падения в 4 раза, и продувается перпендикулярным воздушным потоком одной и той же интенсивности (рис. 5);

6) по сравнению с аналогами имеют при одинаковом диаметре ротора меньшую его длину, большую вместимость бункера (кроме комбайна S 680 фирмы John Deere) и производительность выгрузного шнека;

7) меньшая масса комбайнов по сравнению с аналогами снижает потери мощности на передвижение и уплотнение почвы.

Заключение

Таким образом, зерноуборочные комбайны компании Gleaner с поперечно расположенным ротором соответствуют требованиям по чистоте выхлопных газов, отличаются хорошей

компоновкой и развесовкой массы, по сравнению с аналогами имеют преимущества при обмолоте, сепарации и очистке хлебной массы (по данным специалистов компании).

Литература

1. S9 Super Series Combines [Электронный ресурс]. URL: <http://www.gleanercombines.com/products/combines/s9-super-series.html> (дата обращения: 18.01.2017).
2. S8 Super Series Combines [Электронный ресурс]. URL: <http://www.gleanercombines.com/products/combines/s8-super-series.html> (дата обращения: 18.01.2017).
3. Гольяпин В.Я. Новые модели зарубежных зерноуборочных комбайнов // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 8. С. 44–53.
4. Белов М.И., Шрейдер Ю.М. Параметры роторов молотильно-сепарирующих устройств зерноуборочных комбайнов // Universum: Технические науки: электрон. научн. журн. – 2015. – № 11 (22) [Электронный ресурс]. URL: <http://7universum.com/ru/tech/archive/item/2769> (дата обращения: 18.01.2017).
5. S67 & S77 Combines & Headers. Gleaner [Электронный ресурс]. URL: http://www.gleanercombines.com/content/dam/Brands/Gleaner/US/pdf/literature-brochures/gleaner-s7-series-combines-and-headers-%20GL13B001ST.pdf/_jcr_content/renditions/original (дата обращения: 18.01.2017).

References

1. S9 Super Series Combines. URL: <http://www.gleanercombines.com/products/combines/s9-super-series.html> (ac-cessed: 18.01.2017).
2. S8 Super Series Combines. URL: <http://www.gleanercombines.com/products/combines/s8-super-series.html> (ac-cessed: 18.01.2017).
3. Gol'tyapin V.Ya. New models of foreign grain harvesters. Traktory i sel'khoz mashiny. 2011. No 8, pp. 44–53 (In Russ.).
4. Belov M.I., Shreyder Yu.M. Parameters of rotors of combine harvester threshing and separating devices Universum: Tekhnicheskie nauki: elektron. nauchn. zhurn. 2015. No 11(22) (in Russ.). URL: <http://7universum.com/ru/tech/archive/item/2769> (accessed 18.01.2017).
5. S67 & S77 Combines & Headers. Gleaner. URL: http://www.gleanercombines.com/content/dam/Brands/Gleaner/US/pdf/literature-brochures/gleaner-s7-series-combines-and-headers-%20GL13B001ST.pdf/_jcr_content/renditions/original (accessed 18.01.2017).

СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫЕ ТРАКТОРЫ НА РЫНКЕ РОССИИ (ПО МАТЕРИАЛАМ МЕЖДУНАРОДНОЙ ВЫСТАВКИ «АГРОСАЛОН 2016»)

AGRICULTURAL TRACTORS ON RUSSIAN MARKET (BASED ON THE «AGROSALON 2016» INTERNATIONAL EXHIBITION)

А.П. ПАРФЕНОВ, к.т.н.

Московский политехнический университет, Москва,
Россия, a.parfen@mail.ru

A.P. PARFENOV, PhD in Engineering

Moscow polytechnic University, Moscow, Russia,
a.parfen@mail.ru

По материалам международной выставки «Агросалон 2016» оцениваются количественные и качественные показатели отечественного рынка сельскохозяйственных тракторов. Динамика первичного рынка тракторов в физическом исчислении представлена статистикой последних девяти лет. Качественная оценка рынка проводилась по показателям: тип двигателя, номинальная мощность и номинальное тяговое усилие на основании представленных на рынке и предлагаемых в рекламных документах моделей универсальных, универсально-пропашных и тракторов общего назначения. Новым подходом к изучению рынка тракторов является распределение совокупности моделей не только по мощности, как это принято повсеместно, но и по тяговым классам. Последнее позволяет оценить не только мощностные, но и тяговые возможности тракторов, что важно, поскольку трактор является преимущественно тяговой машиной. Отмечаются следующие особенности отечественного рынка тракторов. Сохраняется наметившееся в до- и послекризисные годы преобладание колесных тракторов 4К4а. Максимальный типоразмер в этой группе – трактор мощностью 300 кВт и тягового класса 5 (Claas Axion 950). В группе 4К4б преобладают тракторы мощностью 50–90 кВт (класс 1,4), св. 90–130 кВт (класс 2), св. 130–180 кВт (классы 2,3,4). Повысился интерес участников рынка к мощным колесным 4К4б (мощность до 450–480 кВт, тяговые классы 6 и 8) и гусеничным (мощность до 400–460 кВт, тяговый класс 8 и более) тракторам. Отмечено, что конструктивные ряды тракторов ведущих фирм строятся по мощности двигателя, а их развитие идет с опережением роста приводной функции над тяговой. Дается обзор представленных или рекламируемых фирмами моделей тракторов с указанием особенностей конструкции. Подчеркивается, что Салон продемонстрировал неснижающуюся активность крупнейших мировых производителей сельскохозяйственных тракторов на рынке РФ.

Ключевые слова: рынок сельскохозяйственных тракторов, тяговые классы тракторов, конструктивные ряды тракторов, модель трактора, максимальный типоразмер конструктивного ряда.

Following the results of the international Agrosalon 2016 exhibition both quantitative, and qualitative indicators of the domestic market of farm tractors are estimated. Dynamics of the market of new tractors in physical calculation is provided by statistics of the last nine years. Quality assessment of the market was carried out on indicators: propeller type, rated power and nominal towing force based on the models of: universal, row crop and general purpose tractors presented at the market and offered in advertizing documents. New approach to market research of tractors is distribution of set of models not only on capacity as it is accepted everywhere, but also on towing classes. The last allows to estimate not only power, but also towing opportunities of tractors that it is important as the tractor is mainly the towing machine. The following features of the domestic market of tractors are noted. The prevalence of wheel tractors 4K4a which was outlined in to and post-crisis years remains. The maximum tractor size in it to group – the tractor power of 300 kW and a towing class 5 (Claas Axion 950). In group 4K4b tractors capacity 50–90 kW (a towing class 1,4), St. 90–130 kW (a towing class 2), St. 130–180 kW (a towing classes 2,3,4) prevail. Interest of participants of the market to powerful wheel 4K4b (power to 450–480 kW, traction classes 6 and 8) and to caterpillar (power to 400–460 kW, towing class 8 and more) tractors increased. It is noted that general rule of creation of constructive tractors ranks of the leading firms is the engine capacity, and development of ranks goes with an advancing growth of driving function over towing. The overview of the models of tractors provided or advertized by firms with indication of features of a design is provided. It is emphasized that the Salon showed not decreasing activity of the largest manufacturers of farm tractors in the market of the Russian Federation.

Keywords: market of the farm tractors, towing classes of tractors, constructive ranks of tractors, tractor model, maximum tractor size of a constructive row.

Введение

Рынок сельскохозяйственных тракторов РФ в количественном отношении сопоставим с рынками ведущих стран Евросоюза: Италии, Германии, Франции. Однако он имеет свои качественные особенности, заключающиеся в долевым соотношении колесных и гусеничных тракторов, тракторов различных групп мощности и тяговых классов, присутствию на рынке тракторов различного технического уровня. Конечно, полную количественную и качественную картину может дать только статистическое исследование рынка. Однако основные качественные показатели рынка сельскохозяйственных тракторов РФ прослеживаются на международной выставке «Агросалон», которая проходит в Москве каждые два года.

Цель исследования

Целью настоящего исследования было установить основные качественные показатели рынка сельскохозяйственных тракторов РФ путем изучения демонстрируемых и представляемых в рекламных материалах моделей тракторов, а также ознакомить специалистов с представленной на выставке тракторной экспозицией, с наиболее актуальными конструктивными решениями агрегатов и узлов.

Основная часть

Изучение особенностей рынка сельскохозяйственных тракторов РФ проводилось на основе материалов «Автосалона 2016», но в отдельных случаях использовались материалы «Автосалона 2014». Использовались новые методы изучения рынка с помощью тягово-мощностных классов, изложенные в работах [1, 2]. Не рассматривались модели специализированных тракторов, а также тракторов тяговых классов 0,6 и

0,9. Номинальное тяговое усилие определялось по ГОСТ 21026-86 [3], эксплуатационная мощность двигателей соответствует стандартам ГОСТ 18509-88 [4] для отечественных и ISO TR 14396 и ESE-R120 – для зарубежных моделей.

Международный салон проходил в Москве на Крокус-Экспо с 4 по 7 октября и в целом продемонстрировал неснижающуюся активность крупнейших мировых производителей сельскохозяйственных тракторов на российском рынке, несмотря на отрицательную динамику его развития (табл. 1).

Из ведущих мировых производителей сельскохозяйственных тракторов в Агросалоне принимали участие корпорация AGCO (компания Fendt, Massey Ferguson, Valtra, Challenger), представитель группы компаний SDF Deutz-Fahr, компании Claas, Case New Holland. Фирма Deere & Co показала несколько моделей тракторов для лесного хозяйства и отдельные рекламные проспекты по сельскохозяйственным.

Отечественное тракторостроение было представлено конструктивным рядом сельскохозяйственных тракторов «Кировец» (серии К-744, К-4), тракторами «Ростсельмаш» (тракторы Versatile канадской и отечественной сборки), линейкой тракторов Terrion ЗАО «Агротехмаш». Со своей программой тракторов выступило ПО «Минский тракторный завод».

Динамика продаж тракторов с различной ходовой системой на отечественном рынке последних лет (табл. 2) показывает, что доля колесных тракторов 4К4а не опускалась ниже 90 %, тогда как на долю тракторов 4К4б и гусеничных приходилось 5,6–10,2 %.

Конструктивные ряды сельскохозяйственных тракторов ведущих производителей – колесных (усовершенствованной классической 4К4а, неклассической 4К4б) и гусеничных

Таблица 1

Динамика рынка сельскохозяйственных тракторов РФ, физ. ед.

Источник данных	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015 ¹⁾
Данные ФБГНУ «Росинформагротех» [5]	34441	43719	13046	25798	34672	35579	32317	28425	26852
Всего, в том числе:									
продажа российскими предприятиями	8196	11129	5553	8336	152037	134377	7623	6854	6538
импорт из стран ближнего зарубежья	22535	27759	7018	16628	17503	20647	21787	18965	11709
импорт из стран дальнего зарубежья	3710	4831	475	834	1966	1495	2907	2606	8605

¹⁾ Данные АГРОИНФО для сельского и лесного хозяйства [6].

Таблица 2

Динамика продаж тракторов по типу ходовой системы на рынка РФ в %

Тип трактора	Данные НАТИ [2]		Данные «Росинформагротех» [5]				
	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
Колесные 4К4а	87,84	91,84	94,4	91,3	89,8	91,6	90,5
Колесные 4К4б	10,33	6,32	5,6	8,7	10,2	8,4	9,5
Гусеничные	1,83	1,84					

хорошо укладываются в схему двухпараметрической классификации тракторов и сегментации отечественного рынка по тягово-мощностным классам, предложенные ранее в работах [1, 2], что позволяет более полно оценить их производительность на основе не только мощностных, но и тяговых показателей (рис. 1–3).

Распределение моделей тракторов по тягово-мощностным классам позволяет выявить особенности построения конструктивных рядов тракторов ведущих фирм. Конструктивный ряд (или по используемой также фирмами терминологии – модельный ряд, гамма тракторов, линейка тракторов) состоит из серий, каждая из которых строится по мощности двигателя при сохранении в известных пределах массы трактора, снаряженного для работы. Например, Fendt: серии 300 (59...81кВт), 700 (136...162 кВт), 800 (132...191кВт), 900 (154...243 кВт), 1000 (280...368 кВт). В то же время тракторы, входящие в разные серии, отличаются по массе и

мощности. Такой способ формирования конструктивного ряда позволяет в пределах одной серии варьировать тяговым усилием трактора большей мощности путем его балластирования, которое применяется довольно широко и достигает 40 % от конструктивной массы.

Тракторы улучшенной классической компоновки 4К4а. Тракторы такой компоновки преобладают на рынке РФ (табл. 2) и других мировых рынках. Наибольшее число моделей сосредоточено в диапазоне мощности двигателя 60–180 кВт (82–245 л.с.). Граница тракторов 4К4а улучшенной компоновки благодаря тракторам Fendt серии 1000, которые предлагаются на ряде рынков стран Западной Европы, но пока не демонстрировались в России, сместилась в область повышенных мощностей и номинального тягового усилия и составила соответственно 368 кВт (500 л.с.) и 55 кН. По принятой в РФ классификации эти тракторы могут быть отнесены к тяговому классу 6. Поскольку угол на-

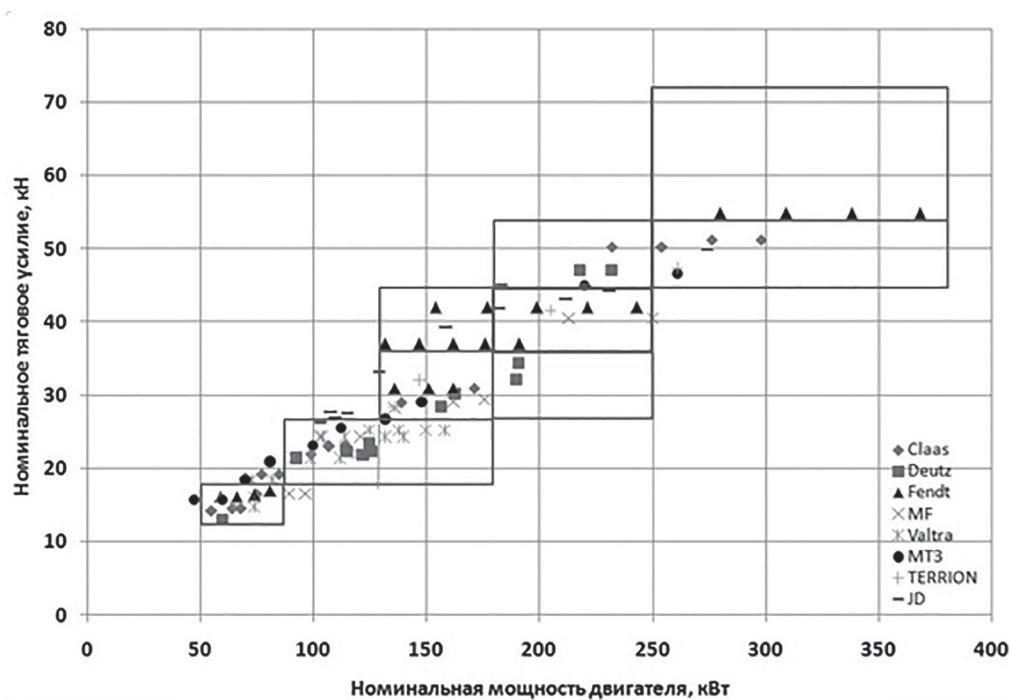


Рис. 1. Модели тракторов улучшенной классической компоновки 4К4а на российском рынке. Линиями указаны границы тягово-мощностных классов

клона луча, проведенного из начала координат к точке расположения модели в данной системе координат, характеризует энергонасыщенность трактора, можно оценить этот показатель для каждой модели серии. А именно: чем меньше угол наклона луча, тем выше энергонасыщенность трактора (под энергонасыщенностью в нашем случае понимаем отношение мощности двигателя к номинальному тяговому усилию).

Из диаграммы (рис. 1) видно, что рост мощности опережает рост тягового усилия, что заметно, начиная от мощности 200 кВт, и может свидетельствовать об увеличении приводной функции трактора. Это подтверждается применением мощных тракторов в работе с комбинированными машинами и орудиями, потребляющими значительную долю мощности двигателя. Такая же картина наблюдается в группах тракторов 4К4б и гусеничных.

В группе тракторов 4К4а наиболее представительными на Салоне были фирмы Claas и Deutz-Fahr.

Фирма Claas, которая на рынке Германии выступает с 2004 года и в последние три года занимает 7,7–8,3 % рынка [7]), представила «Линейку продукции 2017», в которой сохранены серии тракторов, выпускающиеся в 2016 г. Это тракторы общего назначения Xerion (мощность двигателя 295–358 кВт (401–487 л.с.)), Axion (135–272 кВт), универсально-пропашные Arion (75–116 кВт), Axos (54,5–70 кВт), специализированные Nexos (53–74 кВт). Интересно, что фирма использовала применяемую в РФ классификацию по назначению и по тяговому усилию. Некоторые тракторы линейки собираются небольшими партиями на заводе в Краснодаре. Степень локализации пока невелика. Тракторы Axion 820 и 920 отмечены Центром стандартизации и метрологии (ЦСМ) в числе 100 лучших товаров России за 2015 г. Axion 820 (номинальная мощность двигателя 139 кВт/189 л.с.) соответствует тяговому классу 3, Axion 920 (232 кВт/315 л.с.) – тяговому классу 5. Первый оборудован механической реверсируемой КП с переключением под нагрузкой шести передач в каждом из четырех диапазонов. На второй модели установлена двухпоточная объемная гидромеханическая трансмиссия, обеспечивающая бесступенчатое регулирования скорости до 50 км/ч. Оба трактора отвечают мировому техническому уровню также по другим показателям: снижению уровня вредных веществ в

выхлопных газах до установленных нормативов, наличие быстрого реверса всех передач, наличие эффективных тормозов трактора на всех колесах и колесах прицепа. Предусмотрено автоматическое регулирование глубины обработки почвы орудием, расположенным на передней навеске. Тракторы востребованы на отечественном рынке.

Фирма Deutz-Fahr, входящая в группу фирм Same-Deutz-Fahr, представила внушительное количество тракторов и рекламировала всю линейку выпускаемых сельскохозяйственных тракторов, оснащенных двигателями номинальной мощностью от 57 кВт/77,5 л.с. до 232 кВт/315 л.с., серии: 9 TTV, 7 TTV, Agrorion X, Agrorion L, Agrorion M, Agrorion, Agrofarm G, Agropius, Agropius F, Agropius S/V, Agrolux. Тракторы оснащены собственными двигателями, отличающимися высокими качествами очистки выхлопных газов: серии 9 и 7-Tier 4Final и Tier 4i, Agrorion 180, Agrotac, Agrofarm G, Agrolux-Tier 2, остальные – Tier 3. На сериях 7 и 9 двухпоточная объемно-гидромеханическая КП, обеспечивающая бесступенчатое регулирование скорости и ее максимальное значение 60 км/ч, на остальных – КП с переключением всех или части передач под нагрузкой (максимальная скорость 50 или 40 км/ч). На большинстве моделей – реверсирование всех передач. Тракторы Deutz-Fahr отличаются высокой маневренностью. Так, например, тракторы серии Agropius S/V, предназначенные для работы в садах и виноградниках с междурядьями менее 1,16 м, имеют угол поворота передних управляемых колес 60° в варианте 4К4а и 70° в варианте 4К2.

Фирма предложила для сельскохозяйственного производства РФ трактор Agrolux 4.80, по параметрам соответствующий трактору тягового класса 1,4, мощностью 81,3 л.с. (59,8 кВт), с механической синхронизированной диапазонной КП. Максимальная скорость трактора 30 км/ч, радиус поворота 3,7 м, благодаря углу поворота передних колес на 55°. При гибкой системе платежа по программе «Росагролизинг», трактор может стать конкурентом МТЗ-80/82. В Нижегородской области РФ организуется сборочное производство тракторов Agrolux 4.80.

Корпорация AGCO была представлена тракторами 4К4а фирм Fendt, Massey Ferguson, Valtra. Фирма Fendt расширила гамму тракторов в сторону более мощной серии 1000, включающую тракторы улучшенной класси-

ческой компоновки с двигателями номинальной мощностью 280/380, 309/420, 338/450, 368 кВт/500 л.с. [8]. Эта серия не была представлена на выставке, однако дилеры выразили уверенность, что она должна появиться на отечественном рынке в недалеком будущем.

Компания Massey Ferguson, одна из старейших производителей сельскохозяйственного оборудования, продемонстрировала в качестве возможного конкурента тракторам «Беларус» модель MF 6713 с двигателем максимальной мощностью 98 кВт/132 л.с., массой в снаряженном состоянии 4230 кг, с механической реверсируемой КП с совмещенным рычагом переключения передач в двух диапазонах, с новой кабиной, отвечающей требованиям эргономики. По желанию, трактор оснащается ходоуменьшителем. Возможно, что такой трактор, отличающийся универсальностью и практичностью и умеренной ценой, может заинтересовать неизбалованного отечественного фермера. Невольно напрашивается аналогия с трактором MF5713 SL, который в ноябре 2015 г. на выставке в Ганновере (Германия) стал победителем конкурса «Трактор 2016 г.» в номинации «Наиболее полезный трактор» [8]. По основным параметрам оба трактора очень близки, но MF5713 SL является более технически оснащенным (более экологичный двигатель, диапазонная КП с автоматическим переключением четырех или шести ступеней в процессе полевых работ, более совершенная гидросистема и лучшая обзорность).

Компания Valtra, выступающая на мировых рынках с концепцией ANTS, в которой каждая буква обозначает серию, была представлена на салоне моделью T-193, максимальной мощностью по ISO 396 140 кВт/190 л.с. и массой в снаряженном состоянии 6200 кг. Тракторы оснащаются двигателями AGCO Power. Применяются системы очистки отработавших газов SCR с использованием раствора мочевины Adblue и окислительного нейтрализатора DOC. Используются двухтопливные системы питания двигателя Dual Fuel, работающие на природном газе, биогазе, дизельном топливе, снижающие общие затраты на топливо, трансмиссии с переключением передач под нагрузкой Power Shift. Фирма подчеркивает, что качество – это основной критерий в ее деятельности. Тракторы Valtra отличаются узнаваемый фирменный стиль. На выставке «Agritechnica-2015» модель N 174 V выиграла конкурс в номинации «Лучший дизайн года» [8].

Отечественная компания ЗАО «Агротехмаш», выступающая с 2007 г. на рынке под собственным брендом «Террион» представила весь конструктивный ряд тракторов, состоящий из четырех моделей с двигателем номинальной мощностью от 136 до 260 кВт (182–350 л.с.) тяговых классов 3–5 с возможностью повышения тягового усилия тракторов внутри тяговых классов путем балластирования. Отличительной особенностью тракторов является высокая степень использования агрегатов ведущих зарубежных фирм: Deutz, Zahnrad Fabrik, Carraro, Bosch, Walterscheid. Это, с одной стороны, позволяет обеспечивать высокий технический уровень и надежность тракторов (компания предоставляет гарантию в два года без ограничения по наработке в часах), с другой – существенно удорожает продукцию. По данным источника [5], объем продаж тракторов «Террион» в 2014 г. составил около 150 машин.

ПО «Минский тракторный завод» рекламировал конструктивный ряд выпускаемых колесных тракторов: универсально-пропашные мощностью от 42 кВт (57 л.с.) до 100 кВт (136 л.с.), общего назначения мощностью от 111 (150 л.с.) до 220 кВт (300 л.с.) и специализированные тракторы для коммунального, лесного хозяйства и вспомогательных работ в других отраслях. Ряд колесных тракторов дополнен двумя моделями гусеничных с двигателями мощностью 116 и 156 кВт (158 и 212 л.с.) сельскохозяйственного и промышленного назначения, выпускаемыми Мозерским машиностроительным заводом. Последние модели сельскохозяйственных тракторов «Беларус» по большинству агрегатов и систем соответствуют мировому техническому уровню. Это дизели с электронным управлением подачей топлива фирмы Bosch и системой избирательной каталитической нейтрализации отработавших газов (DOC+SCR), соответствующие экологическим требованиям Stage 4 (Belarus 923.6, 952.6, 1220.6, 2022.6), диапазонные КП с переключением без разрыва потока мощности (2022.6, 3022.B, 3522.6), безопасная комфортабельная кабина с кондиционером. Тракторы «Беларус» являются самыми распространенными на рынке РФ. По имеющимся данным [5], в 2015 г. на рынке РФ доля тракторов МТЗ составила 43,6 %.

Тракторы неклассической компоновки 4К46 можно считать неклассическими весьма условно, поскольку такие тракторы на отечествен-

ном рынке присутствуют и пользуются спросом не один десяток лет (К-700 и Т-150К и их новые и новейшие поколения). Как следует из рисунка 2, предложения по моделям мощных тракторов 4К4б достаточно высоки. Наибольшее число моделей находится в диапазоне мощностей 300–450 кВт, номинальных тяговых усилий 69–82 кН. Максимальный типоразмер трактора 4К4б – трактор New Holland серии Т-9 – имеет мощность 480 кВт (653 л.с.) и номинальное тяговое усилие 91 кН.

Безусловными фаворитами на Салоне явились тракторы «Кировец», которые были представлены двумя сериями: К-744Р и К-4. Серия К-744Р состоит из четырех моделей «Стандарт», которые оснащены отечественными двигателями с номинальной мощностью 220–309 кВт (300–420 л.с.), и трех моделей «Премиум» с двигателями Mercedes-Benz мощностью 260–315 кВт (354–428 л.с.). Установленные двигатели соответствуют экологическим требованиям Stage 3а (с 2017 г. – Stage 4). Тракторы серии отличаются от предшественников новой КП – четырехрежимной с гидравлическим переключением передач без разрыва потока мощности в пределах каждого режима и механическим переключением самих режимов и новой системой управления КП «Командпост» (переход на всю программу выпуска намечается в 2017 г.).

Модернизированы ведущие мосты, установлена новая кабина с увеличенным панорамным тонированным остеклением, улучшенными шумоизоляцией и системой вентиляции и кондиционирования. Установлено новое более комфортное сиденье водителя. В 2017 г. планируется установка системы автоматического параллельного вождения.

Серия К-4 состоит из трех моделей с двигателями ЯМЗ номинальной мощностью 140 кВт (190 л.с.), 162 кВт (220 л.с.), 176,5 кВт (240 л.с.), которые занимают освободившуюся нишу тракторов К-700 после их перехода в более высокий тягово-мощностные классы в результате многоэтапной модернизации. Тракторы отличаются высокими показателями технического уровня. Двигатель соответствует экологическому стандарту Stage 3а. Установлена современная КП, имеющая электронную связь с двигателем с целью оптимизации нагрузки на двигатель и трансмиссию и поддержания заданной скорости движения МТА. Двухместная кабина оснащена вентиляцией, кондиционером, бортовым компьютером, камерой заднего вида. Тракторы имеют переднее гидронавесное устройство.

Несомненно, что Петербургский тракторный завод находится на подъеме, что контрастирует с другими тракторными заводами РФ. В рекламных документах предприятия ука-

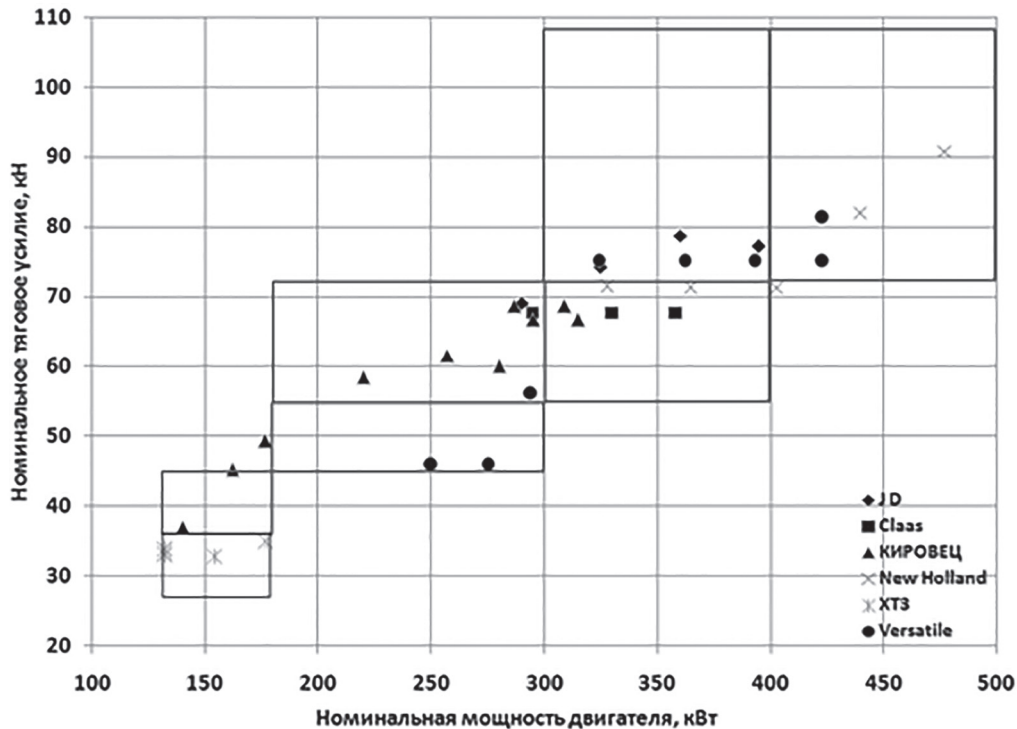


Рис. 2. Модели тракторов 4К4б различных производителей на российском рынке. Линиями указаны границы тягово-мощностных классов

зывается, что количество проданных в 2015 г. тракторов «Кировец» составило 1508 шт., что на 83 % превосходят показатели 2014 г. и почти в 3 раза – показатели 2013 г. В 2016 г. ожидалось увеличение продаж до 2458 шт., т.е. на 63 % больше, чем в 2015 г. Российская компания «Ростсельмаш» представила модельный ряд выпускаемой в 2017 г. продукции, мобильную энергетическую основу которого составляют тракторы канадской фирмы Versatile, зерноуборочные и кормоуборочные комбайны, самоходные косилки. Ряд тракторов высокой мощности состоит из 12 моделей с шарнирно-сочлененной рамой и представлен шестью моделями общего назначения 4К46 с двигателями номинальной мощностью 276–423 кВт (375–575 л.с.), тремя моделями универсально-пропашных тракторов также 4К46 мощностью 184–224 кВт (250–305 л.с.) и тремя моделями тракторов, переоборудованных в гусеничные путем замены колес на четыре гусеничных движителя треугольной формы (Deltatrack) и имеющих мощность 324–423 кВт (435–575 л.с.).

Все тракторы Versatile оснащаются двигателями с турбонаддувом фирмы Cummins, механической КП Powershift, обеспечивающей переключение передач в диапазонах без разрыва потока мощности. Максимальная скорость в зависимости от моделей 35 и 40 км/ч (на модели 2375 – механическая КП, максимальная скорость 30 км/ч). Тракторы Versatile пользуются на отечественном рынке известным спросом. По данным [1], с 2012 по 2014 г. на рынке РФ было продано 765 тракторов Versatile.

В свою линейку продукции фирма Claas включила серию Xerion, состоящую из трех тракторов 4К46 с шарнирной рамой, двигателями мощностью 295–358 кВт (401–487 л.с.).

Высокая универсальность тракторов общего назначения Xerion достигается благодаря интегральной компоновке с возможностью регулирования нагрузки на ведущие мосты перемещением поворотной кабины вдоль рамы и применением балластирования специальными бетонными грузами с механизированной системой их установки за кабиной. Трактор оснащен двухпоточной ГОМТ, разветвленной гидросистемой управления орудиями и агрегатами с дополнительными распределителями и гидровыводами, передним и задним навесными устройствами, автоматизированным управлением ВОМ. Поворотные колеса имеют функцию «движение крабом», что повышает

маневренность, устойчивость движения на подъем и уменьшает давление движителей на почву. Тракторы оборудованы системами автоматизации контроля и управления агрегатами и автоматической системой параллельного вождения широкозахватных МТА.

Гусеничные тракторы сельскохозяйственного назначения. По сравнению с Агросалоном 2014 г., предложения по гусеничным тракторам высокой мощности возросли (рис. 3). При этом предпочтение оказывается тракторам, оборудованным резиноармированными гусеницами (РАГ), которые сочетают преимущества гусеничного (высокое тяговое усилие, низкое давление на почву и буксование, хорошая проходимость) и колесного (высокие транспортные скорости, универсальность, плавность хода, низкий уровень шума) движителей. Наряду со специализированными гусеничными тракторами (Challenger, JD 9RT), на отечественном рынке предлагаются модификации колесных тракторов 4К4 в четырехгусеничном варианте (с заменой четырех ведущих колес на треугольные гусеничные движители). Это серии Versatile Deltatrack (модели 460 DT, 520 DT, 570 DT, 620 DT с двигателем номинальной мощностью от 320–423 кВт/435–575 л.с.); Case IH Quadtrac (модели 500, 550, 600, с двигателем мощностью от 374 до 394 кВт/508–536 л.с.), гусеничные комплектации серии 744Р «Кировец» с двигателем мощностью от 220 до 309 кВт/от 300 до 420 л.с.).

Появление на рынке четырехгусеничных гигантов с РАГ переместило границу номинальных тяговых усилий со 108 (тяговый класс 8 по ГОСТ 27021086) до 132 кН (Versatile Deltatrack 620DT, Case IH Quadtrac 600).

Versatile 460DTc гусеничными движителями треугольной формы с поднятым ведущим колесом, имеющим гребневое зацепление с РАГ, и двумя направляющими колесами, двумя опорными катками был отмечен золотой медалью инновационного конкурса «Агросалон 2016». Эксплуатация трактора на полях Саратовской области показала, что он обладает хорошей плавностью хода, что способствует меньшей утомляемости оператора, несмотря на отсутствие подвески кабины [8].

Рекламировались гусеничные тракторы фирмы Challenger серий МТ-600, МТ-700 и МТ-800. Последняя серия имеет номинальную мощность двигателей от 321 до 419 кВт (от 430 до 570 л.с.), отличается треугольным обводом РАГ с балансирной подвеской и обрешеченными

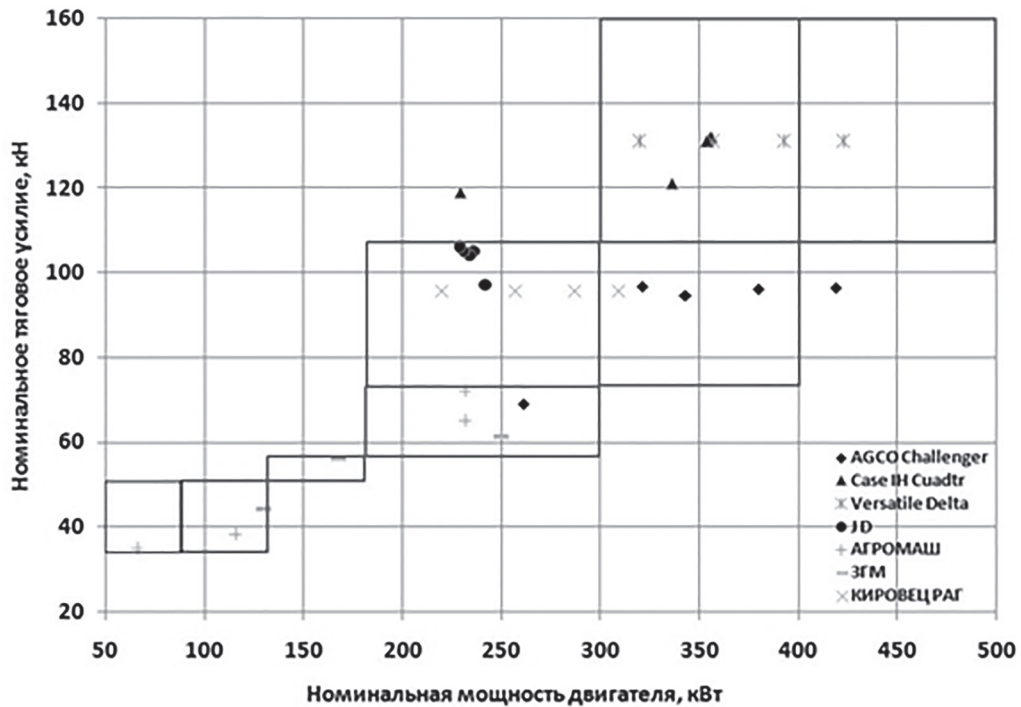


Рис. 3. Модели гусеничных тракторов различных производителей на российском рынке. Линиями указаны границы тягово-мощностных классов

опорными катками. Тракторы имеют высокую производительность и используются на тяжелых тяговых операциях с широкозахватными орудиями. Параллельное вождение на гоне обеспечивается системой автоматического вождения Trimble Autopilot, подключенной к гидрообъемному механизму поворота трактора. Точность параллельного вождения, по данным фирмы, достигает ± 10 см. Тракторы оборудованы КП с переключением всех передач без разрыва потока мощности. Тракторы Challenger работают в сельскохозяйственных организациях и крупных фермерских хозяйствах РФ. По результатам кратковременных испытаний и работы трактора МТ-875С в течение 1000 мтч в фермерском хозяйстве Саратовской области, были отмечены такие положительные качества, как высокие надежность и производительность, хорошая приспособленность к работе в любую погоду. Не вызвало нареканий фрикционное зацепление ведущего колеса с гусеницей, даже в сильный дождь, благодаря гидropневматическому натяжению гусениц. Автоматика разворотной полосы, из-за наличия только прицепного устройства, поддерживается не всеми моделями агронавигаторов [9].

На выставке «Золотая осень 2016», которая проходила параллельно с выставкой «Агросалон 2016», рекламировалась продукция гусеничных сельскохозяйственных тракторов

Завода Гусеничных машин, собираемых в сохранившихся цехах Алтайского тракторного завода. В рекламных материалах рассматриваются четыре модели: ТСХ-4/А (мощность двигателя 110,3 кВт/150 л.с.), ТСХ-501 (мощность 147 кВт/200 л.с.), ТСХ-600 (мощность 242,6 кВт/330 л.с.), сохраняющие, по рекламным данным, высокую преемственность с хорошо известными специалистами тракторами Т-4А и Т-250. Установленные двигатели производятся на Алтайском и Ярославском моторных заводах. В данном случае представляет интерес сам факт возможного возрождения АТЗ, поскольку ожидаемые в ближайшие годы объемы производства тракторов никак не повлияют на объем рынка гусеничных тракторов в РФ.

Выводы

Несмотря на отрицательную динамику последних трех лет отечественный рынок сельскохозяйственных тракторов в количественном отношении сопоставим с рынками ведущих стран Евросоюза: Италии, Германии, Франции. Оценка качественной картины рынка по демонстрируемым и рекламируемым на выставке «Агросалон 2016» моделям тракторов на основе тягово-мощностных классов подтвердила интерес отечественных сельхозпроизводителей к колесным 4К46 и гусеничным тракторам высокой мощности и тягового класса.

Освободившиеся из-за спада производства в РФ ниши гусеничных тракторов, традиционно на протяжении многих лет присутствовавшие в сельскохозяйственном производстве РФ, заполняются мощными колесными шарнирно-сочлененными тракторами, модифицируемыми в четырехгусеничные путем замены колес специальными двигателями, оборудованными РАГ. Полноценность такого модифицирования могут установить только специальные испытания.

Начиная с определенного значения, темп роста мощности опережает темп роста номинального тягового усилия, что можно объяснить возрастающей ролью приводной функции трактора. Это подтверждается практикой применения мощных и сверхмощных колесных и гусеничных тракторов на работе с комбинированными машинами и орудиями.

Литература

1. Мининзон В.И., Парфенов А.П. О перспективной системе классификации сельскохозяйственных тракторов // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 4. С. 3–7.
2. Мининзон В.И., Парфенов А.П. Уточнение способа сегментации российского рынка с.-х. тракторов // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 4. С. 3–6.
3. ГОСТ 27021-86. Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Тяговые классы. М.: Изд-во стандартов. 1986. 5 с.
4. ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. М.: Изд-во стандартов. 1988. 70 с.
5. Федоренко В.Ф., Буклагин Д.С., Бурлак П.И., Мишуrow Н.П., Голубев И.Г., Гольтыпин В.Я., Кузьмин В.Н., Пронин В.М., Киселев С.Н., Конкин Ю.А. Российские аналоги зарубежной сельскохозяйственной техники, импортозамещение агрегатов, запасных частей и расходных материалов: науч. издание. М.: ФГБНУ «Росинформагротех». 2015. 340 с.
6. Российский рынок сельхозтехники в 2015 году. Режим доступа: <http://agroinfo.com/rossijskij-gynok-selxoztexniki-v-2015-godu-1703201604/> Дата обращения 07.12.2016.
7. Herman Knechtges..Karl Theodor Renius. Gesamtentwicklung Traktoren // Jahrbuch Agrartechnik 2016. Режим доступа: <http://www.digibib.tu-bs.de/?docid=00055108>. Дата обращения 15.12.2016. Федоренко В.Ф., Гольтыпин В.Я., Мишуrow Н.П. М. Тенденции машинно-технологической модернизации сельского хозяйства за рубежом (по материалам международной выставки «Agritechnica-2015»): науч. Аналит. Обзор. М.: ФГБНУ «Росинформагротех». 2016. 218 с.
8. Дмитриев М. Золотая гусеница // Agroteport. 2016. № 4–5. С. 12–14.
9. Крючков В. Движение кобры // Agroteport. 2016. № 4–5. С. 16–21.

References

1. Mininzon V.I., Parfenov A.P. Promising system of classification of agricultural tractors. Traktory i sel'khoz mashiny. 2012. No 4, pp. 3–7 (In Russ.).
2. Mininzon V.I., Parfenov A.P. Clarification of the method of segmentation of the Russian market of agricultural tractors. Traktory i sel'khoz mashiny. 2014. No 4, pp. 3–6 (In Russ.).
3. GOST 27021-86. Tractors in agriculture and forestry. Traction classes. Moscow: Standartinform Publ. 1986. 5 p.
4. GOST 18509-88. Tractor and combine diesels. Methods of bench tests. Moscow: Standartinform Publ. 1988. 70 p.
5. Fedorenko V.F., Buklagin D.S., Burlak P.I., Mishurov N.P., Golubev I.G., Gol'tyapin V.Ya., Kuz'min V.N., Pronin V.M., Kiselev S.N., Konkin Yu.A. Rossiyskie analogi zarubezhnoy sel'skokhozyaystvennoy tekhniki, importozazameshchenie agregatov, zapasnykh chastey i raskhodnykh materialov. Nauch. izdanie. [Russian analogues of foreign agricultural machinery, import substitution units, spare parts and consumables: scientific. edition.]. Moscow: FGBNU «Rosinformagrotekh» Publ. 2015. 340 p.
6. Russian market of agricultural machinery in 2015. URL: <http://agroinfo.com/rossijskij-gynok-selxoztexniki-v-2015-godu-1703201604/> (accessed 07.12.2016).
7. Herman Knechtges..Karl Theodor Renius. Gesamtentwicklung Traktoren // Jahrbuch Agrartechnik 2016. URL: <http://www.digibib.tu-bs.de/?docid=00055108>. (accessed 15.12.2016).
8. Fedorenko V.F., Gol'tyapin V.Ya., Mishurov N.P. Tendentsii mashinno-tekhnologicheskoy modernizatsii sel'skogo khozyaystva za rubezhom (po materialam mezhdunarodnoy vystavki «Agritechnica-2015»). Nauch. Analit. Obzor. [Trends of machine-technological modernization of agriculture abroad (on materials of the international exhibition «Agritechnica-2015»). Analytic Review.]. Moscow: FGBNU «Rosinformagrotekh» Publ. 2016. 218 p.
9. Dmitriev M. The Golden caterpillar. Agroteport. 2016. No 4–5, pp. 12–14 (In Russ.).
10. Kryuchkov V. Cobra movement. Agroteport. 2016. No 4–5, pp. 16-21 (In Russ.).

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОИЗВОДСТВА И АНАЛИЗ РЫНКА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ ИНОСТРАННЫХ БРЕНДОВ В РОССИИ

THE CURRENT STATE OF THE PRODUCTION AND ANALYSIS OF THE MARKET OF AGRICULTURAL TRACTORS FOREIGN BRANDS IN RUSSIA

П.М. ПОДОЛЬКО, к.т.н.
К.Е. ПАНКИН, к.т.н.

Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова, Саратов, Россия, podolich@yandex.ru, texmexium@mail.ru

P. PODOLKO, PhD in Engineering
K. PANKIN, PhD in Engineering
Saratov State Vavilov Agrarian University», Saratov, Russia, podolich@yandex.ru, texmexium@mail.ru

В статье проведен анализ структуры парка и рынка сельскохозяйственных тракторов иностранных брендов, участвующих в производстве сельскохозяйственной продукции в РФ, а также обеспеченности сельскохозяйственных организаций тракторами и комбайнами с целью сопоставления существующих на данный момент показателей с нормативными, установленными Министерством сельского хозяйства РФ, определения доли тракторов иностранных брендов в общем парке машин, а также общего состояния рынка сельскохозяйственных тракторов в России.

Для достижения поставленной цели в статье представлены исследования по сравнению экономической эффективности использования в производстве сельскохозяйственной продукции тракторов отечественной разработки и иностранных брендов на примере тракторов K-744 и Buhler-Versatile. Приведены статистические данные по объемам производства сельскохозяйственных тракторов в Российской Федерации в целом и по маркам наиболее распространенных на селе тракторов отечественной и иностранной разработки. Представлены данные о номенклатуре выпускаемой техники ведущими мировыми производителями сельскохозяйственной техники иностранных брендов, освоивших производство на территории России, таких как John Deere, New Holland, Claas, Agco и др.

На основании исследования можно сделать вывод о том, что на сегодняшний день большинство российских сельскохозяйственных товаропроизводителей предпочитают покупать технику иностранных брендов. Несмотря на валютные риски и сокращение объема рынка тракторов, в последнее время спрос на тракторы иностранных брендов со стороны российских аграриев увеличился по сравнению с объемами прошлых лет. При этом увеличение спроса наблюдалось как в сегменте новых, так и бывших в употреблении тракторов, произведенных за пределами РФ.

Ключевые слова: сельскохозяйственный трактор, иностранный трактор, рынок сельскохозяйственных тракторов РФ.

The article provides an analysis of the park and the market structure of agricultural tractors of foreign brands, involved in the production of agricultural goods in Russian Federation and provision of agricultural organizations with tractors and combines to compare the currently existing rates with the regulations, listed by Ministry of Agriculture of Russian Federation to determine the proportion of foreign tractors as well as to determine the overall state of the market of agricultural tractors in Russia.

To achieve this goal, the article presents the studies comparing the economic efficiency of the use in the production of agricultural tractors products of domestic and foreign brands on the example of tractors K-744 and Buhler-Versatile. The statistical data on volumes of production of agricultural tractors in the Russian Federation in general and divided by most common in rural areas brands of foreign and domestic tractors is shown. The data on the nomenclature of produced equipment from leading manufacturers of agricultural machinery of foreign brands, working in Russia, such as John Deere, New Holland, Claas, Agco and others is given.

On the basis of the study it can be concluded that nowadays the majority of Russian agricultural producers prefer to buy foreign brands equipment. Despite the currency risks and the reduction of volume of the market of tractors in recent years, the demand for foreign brands of tractors from Russian farmers increased in comparison with the volumes of previous years. The increase in demand was observed in the segment of new and previously used tractors, produced outside the Russian Federation.

Keywords: agricultural tractor and harvester, foreign brand tractor, agricultural tractor market in Russia.

Введение

По данным Федеральной службы государственной статистики РФ [1], на сегодняшний день обеспеченность сельскохозяйственных организаций тракторами и комбайнами (табл. 1) составляет около трех тракторов на

1000 га пашни, и около двух зерноуборочных комбайнов на 1000 га посевов.

Это значительно ниже нормативных значений (табл. 2), необходимых для устойчивого функционирования сельхоз товаропроизводителей [2, 3].

Таблица 1

Обеспеченность сельскохозяйственных организаций тракторами и комбайнами в Российской Федерации [1]

Показатели / годы	1990	1995	2000	2005	2008	2013	2015
Приходится тракторов на 1000 га пашни, шт.	11	9	7	6	5	4	3
Нагрузка пашни на один трактор, га	95	108	135	181	210	274	307
Приходится на 1000 га посевов (посадки) соответствующих культур, шт.:							
комбайнов:							
зерноуборочных	6,6	6	5	4	3	3	2
кукурузоуборочных	12,4	15	8	5	1	0,0	0,0
картофелеуборочных	24,5	56	46	32	23	18	15
льноуборочных	21,8	34	32	22	19	15	14
свеклоуборочных машин (без ботвоуборочных)	16,5	18	16	11	6	3	3
Приходится посевов (посадки) соответствующих культур, га:							
на один комбайн:							
зерноуборочный	152	173	198	253	317	399	422
кукурузоуборочный	80	68	120	215	846	2008	2008
картофелеуборочный	41	18	22	31	43	57	67
льноуборочный	46	29	31	46	54	66	70
свеклоуборочную машину (без ботвоуборочных)	61	55	62	93	156	305	396

Таблица 2

Нормативы потребности в сельскохозяйственных тракторах (в эталонных единицах на 1000 га пашни) [2, 3]

ФО	Зона (район)	Всего в парке	Специальные (2 класс)	Универсальные (0,6 класс)	Общего назначения (3...6 класс)	Универсально-пропашные (0,9...2 класс)
Центральный	1.1	13,27	0,2	0,63	7,07	5,34
	1.2	13,92	0,2	0,26	9,9	3,02
Северо-Западный	2.1	13,94	-	0,54	6,27	7,13
Южный	3.1	20,2	1,2	0,32	14,5	4,18
	3.2	20,27	1,2	0,32	14,73	4,02
Приволжский	4.1	11,06	0,3	0,58	5,8	4,38
	4.2	13,96	0,2	0,32	11,39	2,28
	4.3	15,2	0,2	0,42	9,95	3,75
Уральский	5.1	12,46	-	0,42	10,54	1,5
	5.2	-	-	-	-	-
Сибирский	6.1	11,59	-	0,38	9,46	1,75
	6.2	11,42	-	0,42	9,17	1,83
Дальневосточный	7.1	-	0,4	0,54	0	1,79
	7.2	15,2	0,4	0,54	11,93	2,33

По данным Союза производителей сельхозтехники и оборудования для АПК «Союз-агромаш» и Союза сельхоз машиностроителей Германии VDMA Agricultural Machinery, на сегодняшний день большинство российских сельхозтоваропроизводителей предпочитают покупать сельскохозяйственную технику иностранных брендов [4].

Цель исследования

Если сравнивать качество нашей и импортной техники, то следует заметить, что отечественные тракторы подвержены более частым поломкам. В связи с этим и стоят они дешевле. При этом отремонтировать их проще, так как проблем с запчастями не возникнет, нежели с техникой из Америки, Японии, Германии и других стран. Однако в данном случае не исключено, что запасные части для своей машины нужно будет заказывать индивидуально и ждать поставки в определенные сроки.

По специфике своей работы сельскохозяйственная техника, неважно какого производителя, будет выходить из строя в любом случае. Разница заключается в том, что отечественные агрегаты, как правило, начинают выходить из строя уже в первые годы эксплуатации. Иностранная же сельхозтехника работает на протяжении нескольких лет без каких-либо серьезных неисправностей, но потом потребует замены некоторых дорогостоящих узлов и деталей.

Подтверждением всего вышеизложенного могут служить исследования, проведенные в одном из хозяйств Северного Казахстана уральскими учеными [5]. Под наблюдением находились тракторы марок К-744 и Buhler-Versatile. Исследованиями установлено, что при наработке в 1000 мото-ч количество отказов III группы сложности у отечественных тракторов в 3,2 раза превышает аналогичный показатель у иностранной марки. С точки зрения материальных затрат трактор К-744 является сравнительно менее экономически выгодным, чем его импортный аналог, так как каждый моточас работы импортного трактора в обслуживании обходится примерно на 10 руб. дешевле. При этом существенным недостатком отечественного трактора является удельная трудоемкость ТО. Например, за цикл технического обслуживания (1000 мото-ч), с учетом ЕТО, у трактора К-744 удельная трудоемкость обслуживания оказалась выше в среднем на 20 % чем у Buhler-Versatile.

Исходя из всего вышеизложенного целью данного исследования является определение доли тракторов иностранных брендов в общем парке машин, а также общего состояния рынка сельскохозяйственных тракторов в России.

Материалы и методы исследования

Анализ рынка сельскохозяйственных тракторов в России показал, что за январь – сентябрь 2016 г. в нашей стране всего произведено 6,0 тыс. тракторов, что на 36,9 % больше по сравнению с соответствующим периодом 2015 г., в том числе изготовлено тракторов сельскохозяйственного назначения 5,2 тыс. ед. (+46,9 %) и 862 ед. (-2,7 %) промышленных тракторов [6].

В общем количестве тракторов, произведенных за январь – сентябрь 2016 г., доля отечественных моделей составила 44,5 %, иномарок российской сборки – 55,5 %, из них: сборка из тракторокомплектов МТЗ – 43,2 %, из тракторокомплектов ХТЗ – 1,6 %, из комплектов иностранных марок (Versatile, New Holland, Agrottron, Claas, John Deere) – 10,7 %.

Большинство предприятий снизило выпуск тракторов к аналогичному периоду 2015 г.

В целом рынок сельскохозяйственных тракторов России в январе – сентябре 2016 г. по отношению к соответствующему периоду 2015 г. снизился на 23,32 %. Общий объем продаж тракторов за январь – сентябрь 2016 г. составил 16,1 тыс. ед., из которых только 2061 трактор – российских марок; их продажи выросли на 13,7 %, а доля на рынке выросла с 8,6 % до 12,8 %.

В январе – сентябре 2016 г. в структуре рынка тракторов произошло уменьшение рыночной доли импорта новых тракторов из Республики Беларусь и Казахстана, которая снизилась с 44,8 до 38,5 %.

Доля импорта новых тракторов иностранных марок также снизилась с 23,6 до 20,6 %, а продажи упали на 33,3 % – до 3,3 тыс., из них 1,7 тыс. мини-тракторов; импорт подержанных тракторов уменьшился на 45,4 % – до 1,3 тыс., а их доля снизилась с 11,0 до 7,8 %.

Продажи новых импортных тракторов, включая импорт из республики Беларусь и Казахстана, уменьшились на 33,8 % с 14,4 до 9,5 тыс. Продажи иномарок российской сборки (кроме МТЗ) снизились на 19,0 % – до 833 ед. Продажи тракторов МТЗ российской сборки, выросли на 65,4 % – до 2,4 тыс.

Анализ структуры парка сельскохозяйственных тракторов иностранных брендов, участвующих в производстве сельскохозяйственной продукции в РФ, показал, что на российском рынке представлены десятки крупных производителей сельхозмашин, включая мощнейшие транснациональные корпорации, такие как John Deere, New Holland, Claas, Agco. Некоторые уже оборудовали сборочные площадки в России.

Первый представитель крупного международного концерна – John Deere занимает третье место среди российских производителей тракторов сельскохозяйственного назначения [7].

Завод, где производятся тракторы «Джон Дир Русь», расположенный в Московской области, в 2015 г. выпустил около тысячи тракторов. Предприятие предлагает несколько серий универсально-пропашных тракторов, каждая из которых имеет свой набор характеристик (рис. 1), что позволяет выбрать машину в точном соответствии с условиями и потребностями конкретного заказчика.

Как и у большинства предприятий отрасли, производство «Джон Дир Русь» в 2015 г. сократилось, в результате чего компания совсем немного не дотянула до второго места среди производителей. Доля рынка «Джон Дир Русь» в 2015 г. составила 11,18 %.

В качестве дополнительной «звезды на погонах» для «Джон Дир Русь» выступает тот факт, что техникой концерна укомплектованы хозяйства крупнейших агрохолдингов России, таких, например, как «Юг Руси».

Четвертым по популярности в России стал американский сельскохозяйственный трактор New Holland.

Единственным предприятием в России, выпускающим технику New Holland, является совместное «КАМАЗом «СиЭнЭйч-Камаз индустрия», расположенное в Республике Татарстан. Это одно из немногих предприятий, чье производство по итогам 2015 г. не только не сократилось, но и выросло. Доля рынка компании составила 6,42%. А за минувший год компания выпустила более 500 тракторов (рис. 2), превысив показатели предыдущего года почти в два раза.

Еще один крупный международный концерн – Claas занимает седьмое место среди производителей сельскохозяйственных тракторов.

ООО «КЛААС», расположенное в Краснодарском крае, в числе немногих предприятий, чье производство в 2015 г. выросло.



Рис. 1. Трактор фирмы John Deere



Рис. 2. Трактор фирмы New Holland



Рис. 3. Трактор фирмы Claas

Компания предоставляет более 30-ти модели тракторов (рис. 3) с двигателями мощностью в диапазоне от 70 до 550 л.с. Это и большие тракторы XERION 4x4, и стандартные тракторы AXION, ARION и AXOS, а также компактный класс ELIOS и тракторы с узкой колесей NEXOS.

Весь широкий ассортимент предлагаемых машин соответствует требованиям современного сельского хозяйства, что позволило повысить производство тракторов с 95 тракторов в 2012 г. до 289 машин в 2015 г. Благодаря этому компания закрепилась в первой десятке российских производителей тракторов сельскохозяйственного назначения с долей рынка в 3,66%.

К концу 2016 г. компания Claas планирует дальнейшее расширение производственных

мощностей в Краснодаре. Причем Claas – единственный иностранный сельхозпроизводитель, с которым Минпромторг России заключил специальный инвестиционный контракт, гарантирующий госсубсидии, неизменность налогового режима и ряд других льгот.

Ростовский завод «Ростсельмаш» занимается выпуском не только комбайнов. На заводе также налажено производство линейки сельскохозяйственных тракторов марки Versatile.

Тракторы Buhler Versatile – это универсальные полноприводные машины (рис. 4), предназначенные для выполнения любых задач и отличающиеся высокой надежностью.

Несмотря на популярность техники «Ростсельмаш», производство сельскохозяйственных тракторов в 2015 г. снизилось в два раза по сравнению с 2012 г. С конвейера завода в 2015 г. сошло около 250 тракторов (460 в 2012 г.), что составило 2,99 % российского рынка.

Технику под маркой Versatile также выпускается и в Амурской области – компанией «Благовещенскаготехснаб».

Производство немецких тракторов Terrion налажено в Ленинградской области. С 2002 г. ЗАО «Агротехмаш» разработало и наладило конвейерное производство широкого модельного ряда



Рис. 4. Трактор фирмы Versatile



Рис. 5. Трактор фирмы Terrion

техники, включающего в себя модели АТМ 3180, АТМ 4200, АТМ 5280 и АТМ 7360 (рис. 5).

Высокое качество комплектующих от ведущих мировых производителей и построенный в Тамбове современный завод позволяют компании выпускать технику мирового уровня, обеспеченную сервисным и гарантийным обслуживанием.

По итогам 2015 г. производство тракторов снизилось, а доля рынка компании среди российских производителей тракторов сельскохозяйственного назначения уменьшилась до 1,05 %.

Результаты исследования и основные выводы

Таким образом, несмотря на валютные риски и сокращение объема рынка тракторов, в 2015 и 2016 гг. спрос на тракторы иностранных брендов со стороны российских аграриев увеличился по сравнению с результатами поставок 2013 г. При этом, увеличение спроса наблюдалось как в сегменте новых, так и бывших в употреблении тракторов, произведенных за пределами РФ. По мнению участников рынка, это объясняется тем, что российские аграрии предпочитают инвестировать в высоколиквидную сельхозтехнику, которая себя прекрасно зарекомендовала на российском рынке сельхозтехники за счет своей надежности, экономичности, высокой производительности и качественному послепродажному сопровождению.

В большинстве случаев цена такого агрегата бывает выше отечественного аналога. Безусловно, хорошая тракторная техника, комбайны, культиваторы, плуги, сеялки и многое другое стоит того. Но, прежде чем купить импортную технику, необходимо оценить – будут ли окупаться ее обслуживание и эксплуатация.

Литература

1. Обеспеченность тракторами и комбайнами сельскохозяйственных организаций Российской Федерации в 2015 году: бюллетень о состоянии сельского хозяйства в РФ: [Электронный ресурс]. URL: http://www.gks.ru/wps/wcm/connect/rosstat_main/rosstat/ru/statistics/publications/catalog/doc_1265196018516 (дата обращения: 28.11.2016).
2. Нормативы потребности АПК в технике для растениеводства и животноводства. Министерство сельского хозяйства РФ. М.: ФГНУ «Росинформагротех». 2003. 84 с.

3. Нормативы потребности АПК в технике для растениеводства и животноводства. Министерство сельского хозяйства РФ. 2-е изд. М.: ФГНУ «Росинформагротех». 2007. 88 с.
4. VDMA Agricultural Machinery report 2015: [Электронный ресурс]. URL: <http://lt.vdma.org/documents/105903/8575467/VDMA%20Economic%20Report%202015%20public%20version.pdf/a25a564f-614e-4e67-95f2-6f16b7604f9b> (дата обращения: 28.11.2016).
5. Плаксин А.М., Гуляренко А.А. Сравнение показателей надежности тракторов отечественного и импортного производства в условиях рядовой эксплуатации // АПК России. 2010. Т. 57. С. 126–132.
6. Аналитический обзор. Производство автомобильной, тракторной, сельскохозяйственной техники и компонентов к ней производителями России и других стран СНГ: приложение к журналу «Рынок СНГ. Автомобили. Тракторы». М.: АСМ-холдинг. 2016.
7. Обзор российского рынка сельхозтехники: тракторы сельскохозяйственного назначения // AGRO2B.RU: торгово-информационная система аграрного производства. URL: <http://agro2b.ru/ru/news/18817-Obzor-rossijskogo-rynka-selhoztehniki-traktory-selskohozyajstvennogo.html> (дата обращения: 28.11.2016).
1. Russian Federation agricultural organizations sufficiency of tractors and harvesters in 2015. Russia agriculture state bulletin. URL: http://www.gks.ru/wps/wcm/connect/rosstat_main/rosstat/ru/statistics/publications/catalog/doc_1265196018516 (accessed 28.11.2016).
2. Agribusiness needs standards in technics for crop and livestock production. Russian Federation Department of Agriculture. Moscow, FGNU «Rosinformaгротех» Publ. 2003. 84 p.
3. Agribusiness needs standards in technics for crop and livestock production. Russian Federation Department of Agriculture. Second edition. Moscow, FGNU «Rosinformaгротех» Publ. 2007. 88 p.
4. VDMA Agricultural Machinery report 2015. URL: <http://lt.vdma.org/documents/105903/8575467/VDMA%20Economic%20Report%202015%20public%20version.pdf/a25a564f-614e-4e67-95f2-6f16b7604f9b> (accessed 28.11.2016).
5. Plaksin A.M., Gulyarenko A.A. Russian and imported tractors reliability comparison in normal operation. АПК Rossii Publ. 2010. No 57, pp. 126–132 (in Russ.).
6. Production cars, tractor, agricultural machinery and components by Russian and other CIS manufacturers. Monthly Statistical Review: supplement to a periodical Rynok SNG. Avtomobili. Traktory. Moscow, ASM Holding Publ., 2016.
7. Russian agricultural machinery market overview: agricultural tractors. AGRO2B.RU: production the agricultural trade information system. URL: <http://agro2b.ru/ru/news/18817-Obzor-rossijskogo-rynka-selhoztehniki-traktory-selskohozyajstvennogo.html> (accessed 28.11.2016).

References

МОДЕЛИРОВАНИЕ СЛЕДЯЩИХ СИСТЕМ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ

SIMULATION OF AUTOMATIC CONTROL SYSTEMS OF TILLAGE UNITS

С.Г. ПАРХОМЕНКО¹, к.т.н.
Г.Г. ПАРХОМЕНКО², к.т.н.

¹ Азово-Черноморский инженерный институт
Донского государственного аграрного университета,
г. Зерноград, Россия, s-parkhom@mail.ru

² Северо-Кавказский научно-исследовательский
институт механизации и электрификации
сельского хозяйства, г. Зерноград, Россия,
parkhomenko.galya@yandex.ru

S.G. PARKHOMENKO¹, PhD in Engineering
G.G. PARKHOMENKO², PhD in Engineering

¹ Azov-Black Sea Engineering Institute of Don State Agrarian
University, Zernograd, Russia, s-parkhom@mail.ru

² North Caucasian Scientific Research Institute
of Agriculture Engineering and Electrification, Zernograd,
Russia, parkhomenko.galya@yandex.ru)

Исследования выполнены с целью совершенствования рабочего процесса гидравлических следящих систем почвообрабатывающих агрегатов. Качество обработки почвы не должно ухудшаться. Рабочие органы почвообрабатывающих машин должны перемещаться автоматически. Автоматические устройства можно разделить на две группы: прямого и непрямого действия. Предпочтительнее не прямое действие. В статье представлен анализ автоматических устройств, применяемых в машинах для обработки почвы. Следящие системы могут быть гидравлическими, электрогидравлическими и пневматическими. Механические системы не являются эффективными. Гидравлические системы дешевле электрических и пневматических. Они обеспечивают лучшие энергетические и качественные показатели технологического процесса обработки почвы. Следящие системы используют датчики силы тяги, положения навески, глубины обработки, скорости, ускорения и др. Разработан метод компьютерного моделирования и оптимизации гидравлических следящих систем почвообрабатывающих агрегатов. Результаты компьютерного моделирования гидравлических следящих систем помогают выбрать направление улучшения качественных и энергетических показателей технологического процесса обработки почвы.

Оптимизированная комбинированная следяще-силовая система автоматического регулирования пахотного агрегата позволяет значительно снизить колебания тягового сопротивления плуга; отклонения глубины вспашки находятся в пределах агротехнических требований. Отклонение тягового сопротивления снижено до 13,5 % при неравномерности удельного сопротивления почвы 20 %, при глубине вспашки – 0,21 м, отклонении глубины вспашки – 0,019 м (9 %). Неравномерность глубины вспашки может быть снижена до 0,01 м (4,8 %), но возрастет до 16,2 % неравномерность тягового сопротивления.

Оптимизированная гидравлическая система автоматического регулирования садовой почвообрабатывающей машины с трапецидальным механизмом позволяет уменьшить необработанную площадь почвы в 1,37–1,46 раз.

Ключевые слова: гидравлическая следящая система, тяговое сопротивление, глубина обработки, оптимизация, показатели технологического процесса, почвообрабатывающий агрегат.

The studies were performed to improve workflow of hydraulic automatic control systems of the tillage units. Tillage quality should not deteriorate. Working bodies of tillage machines have to be moved automatically. Automated devices can be separated into two groups: direct and indirect action. It is preferable to indirect action. The article presents analysis of automatic devices used into tillage machines. Automatic control systems can be hydraulic, electro-hydraulic and pneumatic. Mechanical systems are not effective. Hydraulic systems are cheaper electric and pneumatic. They provide best of energy and quality indicators of technological process of tillage. Automatic control systems are uses draft forces, hitch position, depth of the implement, speed, acceleration and other sensors.

Method of computer modeling and optimization of hydraulic automatic control systems of tillage units was developed. Results of computer modeling of hydraulic automatic control systems help to select direction of improving quality and energy indicators of technological process of tillage.

Optimized combine implement depth and draft control system of arable unit allow reducing deviation the draft force of the plow; deviation of the depth of plowing is equal to or smaller than agro-technical requirements. Deviation of the draft force was decreased to 13.5 % for deviation specific soil resistance – 20 %, depth of plowing – 0.21 m, deviation of the depth of plowing – 0.019 m (9 %). Deviation of the depth of plowing may be decreased to 0.010 m (4,8 %), but deviation of the draft force shell be increased up to 16.2%.

Optimized hydraulic automatic control system of garden tiller with a trapezoidal mechanism leaves smaller untreated soil area from 1.37–1.46 times.

Keywords: hydraulic automatic control system, draft force, implement depth, optimization, indicators of technological process, tillage unit.

Введение

Известно, что простая механизация обработки почвы при непосредственном ручном управлении рабочими органами или с использованием сервопривода не дает экономического эффекта, поскольку при этом невозможно обеспечить высокую производительность агрегата из-за естественного физического предела операторов. При этом управление связано с работой человека, находящегося, как правило, непосредственно на агрегате в условиях запыленности, повышенной вибрации и высокой вероятности несчастного случая. В связи с этим управление целесообразно осуществлять автоматически.

Все автоматические устройства можно разделить на две группы: прямого и непрямого (косвенного) действия.

В устройствах прямого действия управление осуществляется непосредственно за счет реакции объекта на обрабатываемую среду [1, 2].

В устройствах непрямого (косвенного) действия перемещение объекта управления осуществляется за счет энергии, подводимой извне, источником которой в общем случае является двигатель трактора. Подобное управление осуществляется чувствительным элементом, взаимодействующим непосредственно с обрабатываемой средой. В устройствах непрямого действия чувствительный элемент оказывает определенное силовое воздействие на обрабатываемую среду, исключая повреждение или нарушение ее свойств.

Автоматические устройства непрямого действия по виду алгоритма функционирования могут быть программными, астатическими и следящими.

Механические устройства по виду алгоритма функционирования являются программными. При получении сигнала от обрабатываемой среды срабатывает пусковое (или спусковое) устройство, затем исполнительный механизм с объектом управления совершает заранее predetermined движение с постоянными параметрами, далее возвращается в исходное положение и находится в нем до получения следующего сигнала [1, 2].

Основным недостатком программных устройств является отсутствие в них позиционного соответствия между положениями объекта управления и чувствительного элемента: если по какой-либо причине началось движение, то оно должно полностью завершиться.

Механический привод не пригоден, поскольку:

- требуются большие усилия на его включение, что вызывает недопустимо сильное воздействие на обрабатываемую среду;
- значительная инерционность привода заставляет снижать рабочие скорости;
- конструкция устройства содержит значительное количество звеньев и поэтому очень сложна.

Гидравлические устройства не имеют данных недостатков. Их основными достоинствами являются следующие:

- малые усилия при включении исполнительных механизмов;
- возможность получения больших исполнительных усилий;
- простота устройства, малый вес на единицу мощности;
- малые перемещения щупа;
- малая инерционность привода позволяет применять достаточно высокие скорости движения агрегата.

Наряду с достоинствами, у гидравлических устройств отмечен ряд недостатков [2]. К ним относятся: возможность утечки жидкости, изменение характеристик привода из-за изменения вязкости жидкости от температуры, чувствительность к загрязнениям рабочей среды и т.д. Однако эти недостатки не снижают функциональных преимуществ гидравлических устройств.

У астатических устройств, как и у программных, не существует однозначного статического соответствия между положениями чувствительного элемента и объекта управления.

Характер и параметры движения объекта управления не могут быть заданы заранее, они непрерывно изменяются при движении в существенных пределах. Таким образом, технологический процесс нецелесообразно осуществлять по заранее установленному жесткому закону его перемещений, когда управляемая величина независимо от режима работы объекта сохраняет постоянное значение, т.е. в астатическом режиме.

Поэтому необходимо устройство, осуществляющее слежение, т.е. управление объектом производится в соответствии с задающим воздействием, содержащим текущую информацию о взаимодействии с обрабатываемой средой.

Следящие устройства характеризуются наличием обратной связи. Наличие отрицательной обратной связи по регулируемым параметрам, к которым относят положение объекта управления или его производные (скорость, ускорение), является характерным признаком следящего устройства. Отрицательная обратная связь уменьшает суммарное воздействие звеньев автоматического устройства, связанных обратной связью.

Следящие системы используют датчики силы тяги, положения навески трактора, глубины обработки, скорости, ускорения и др.

Следящие устройства по типу исполнительного механизма могут быть гидравлическими, электрогидравлическими и пневматическими.

Гидравлические устройства обладают преимуществами по сравнению с электрическими и пневматическими. Гидравлические устройства имеют более высокую удельную энергонасыщенность. Вес гидравлических элементов благодаря высокой энергонасыщенности в 7–10 раз меньше веса электрических элементов той же мощности. Гидравлические устройства также обеспечивают большую жесткость передачи движения, что весьма важно для улучшения динамики системы в целом. Запаздывание движения исполнительного механизма может возникнуть лишь вследствие сжимаемости жидкости, не превышающей 0,6 %, а также из-за ее утечек и податливости трубопроводов. В то же время связь поршня с газом в пневматических устройствах и якоря с магнитными полями в электрических весьма упругая и податливая [2].

Малая инерционность подвижных звеньев гидравлических следящих устройств обуславливает их высокое быстродействие. Скорость распространения гидравлического импульса велика, поэтому при расчетах точности и чувствительности устройства можно пренебречь погрешностью, связанной с запаздыванием передачи импульса давления.

К достоинствам гидравлических устройств следует отнести также возможность их использования в любую погоду, поэтому они нашли широкое распространение в автоматических устройствах мобильных сельскохозяйственных агрегатов, часто работающих при неблагоприятных погодных условиях. Немаловажным фактором, способствующим этому, является также наличие на тракторе источника гидравлической энергии, который позволяет

использовать до 30 % всей мощности двигателя. Поэтому гидравлические автоматические устройства значительно дешевле электрических и пневматических, для работы которых необходима установка соответствующих источников.

В конструкциях современных мобильных сельскохозяйственных агрегатов предусмотрены различные способы регулирования качественных и энергетических показателей технологических процессов: силовой, позиционно-силовой и следяще-силовой.

Цель системы силового регулирования – стабилизация тягового сопротивления агрегируемых с трактором навесных почвообрабатывающих машин. Это достигается за счет изменения глубины хода их рабочих органов. Однако улучшение технико-эксплуатационных показателей машинно-тракторного агрегата (стабилизация загрузки и повышение топливной экономичности двигателя, снижение буксования и повышение рабочей скорости трактора, т.е. повышение производительности агрегата) зачастую происходит с нарушением агротехнических требований на допускаемые отклонения действительной глубины обработки почвы от заданной.

Требования стабилизации тягового сопротивления почвообрабатывающей машины и обеспечения постоянства глубины обработки почвы по своей сути противоречивы, поэтому в реальных условиях эксплуатации, особенно на полях с переменным удельным сопротивлением почвы, необходимо компромиссное решение: применение силового регулирования ограниченной эффективности, чтобы отклонения глубины обработки не превышали заданных допусков.

При позиционно-силовом способе уменьшается диапазон перемещения машины относительно трактора, а при следяще-силовом используется дополнительное автоматическое следящее управление качественными и энергетическими показателями технологических процессов.

Применение позиционно-силового регулирования в некоторых случаях приводит к некоторому улучшению качества технологического процесса, но при этом ухудшаются энергетические показатели. Принципиальные недостатки позиционно-силового способа регулирования существенно ограничивают случаи его эффективного применения.

Следяще-силовое регулирование позволит устранить эти недостатки, но только на основе оптимизации параметров.

Цель исследований

Исследования выполнены с целью совершенствования рабочего процесса гидравлических следящих систем машинно-тракторных агрегатов для обработки почвы.

Материалы и методы

Параметрическая оптимизация системы автоматического регулирования (САР) выполнена в программном комплексе «МВТУ», разработанном в МГТУ им. Н.Э. Баумана [3, 4].

Рассмотрим компьютерное моделирование следяще-силовой САР на примере пахотного агрегата МТЗ-80 и ПН-3-35 [5, 6, 7, 8, 9, 10, 11].

Комбинированная следяще-силовая САР включает контур силового регулирования и контур следящего регулирования глубины обработки (рис. 1).

Звенья САР на структурной схеме объединены в макроблоки: «Усилительный орган», «Исполнительный орган», «Возмущающее воздействие», «Объект регулирования», «Блок оценки значений глубины вспашки и тягового сопротивления» [8, 9, 10, 11].

В качестве чувствительного элемента силовой САР («Воспринимающий орган» в Главной Обратной Связи (ГОС)) использован пружинный силовой датчик тягового сопротивления навесной машины, который имеет статическую нелинейность типа «Зазор». Сигнал от датчика поступает на «Сумматор № 1» через усиленное безынерционное звено с коэффициентом усиления $K_{\text{сил}}$ [8, 9, 10, 11].

Чувствительным элементом следящей САР является усиленное безынерционное звено с коэффициентом усиления $K_{\text{след}}$ в ГОС следящей САР, сигнал с которого также поступает на «Сумматор № 1» [8, 9, 10, 11].

Величиной коэффициентов $K_{\text{след}}$ и $K_{\text{сил}}$ задается интенсивность каждого контура регулирования в следяще-силовой САР.

Результирующий сигнал $X_{\text{ГОС}}$ с «Сумматора № 1» поступает (рис. 1) по Главной Обратной Связи следяще-силовой САР (ГОС САР) на «Сравнивающий орган»:

$$X_{\text{ГОС}} = K_{\text{след}} \cdot a + K_{\text{сил}} \cdot X_R = (k_{\text{нач}} - \delta k) \cdot a + (k_{\text{нач}} + \delta k) \cdot X_R, \quad (1)$$

где $K_{\text{след}}$ – коэффициент усиления ГОС следящей САР; $K_{\text{сил}}$ – коэффициент усиления ГОС силовой САР; $k_{\text{нач}}$ – начальное значение ко-

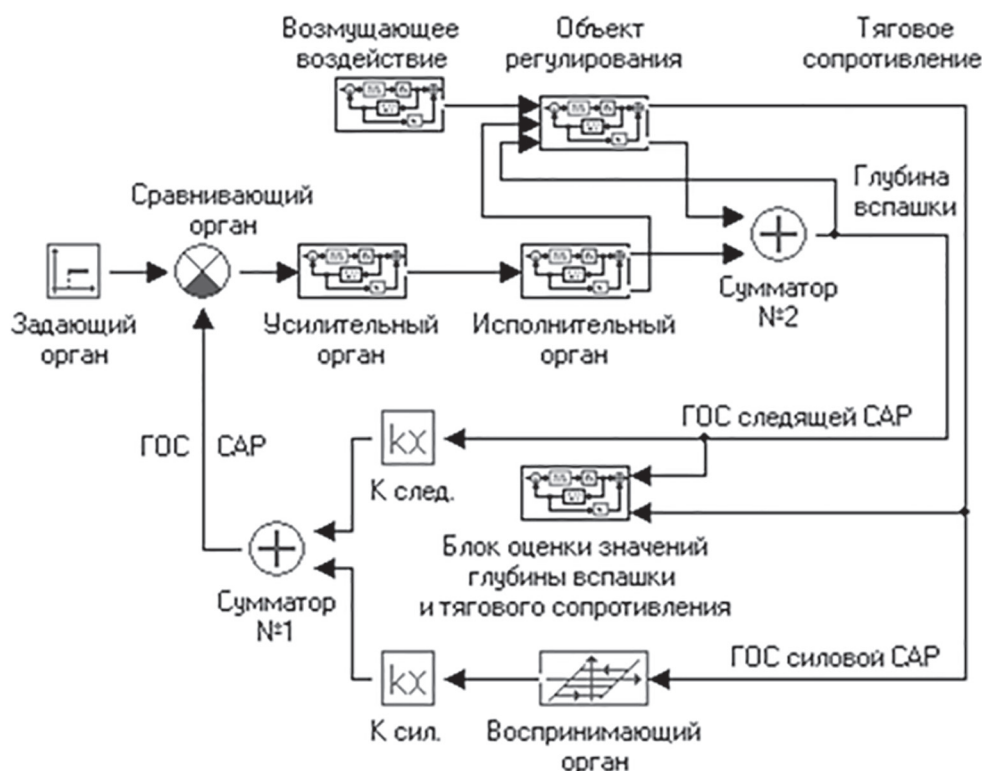


Рис. 1. Структурная схема следяще-силовой САР агрегата МТЗ-80 и ПН-3-35

эффицентов усиления; δk – коэффициент, определяющий долю следящего и силового сигналов в ГОС следяще-силовой САР; a – глубина вспашки (выход «Сумматора № 2»); X_R – сигнал от датчика тягового сопротивления (выход звена «Воспринимающий орган»).

Имеющееся в системе рассогласование (выход звена «Сравнивающий орган») между сигналами от «Задающего органа» и ГОС САР (формула (1)) передается на «Усилительный орган».

На объект регулирования (трактор с навешенной машиной) поступают регулирующие воздействия САР: подъем или опускание навесной системы трактора. При изменении угловой скорости относительного вращательного движения навесной системы с машиной возникают динамические воздействия на трактор, от которых происходят продольно-угловые колебания трактора на пневматических колесах, что приводит к неравномерности глубины хода и нестабильности тягового сопротивления рабочих органов машины [5, 10, 11].

Суммарные изменения глубины хода рабочих органов навешенного на трактор плуга (выход «Сумматора № 2», рис. 1) происходят при подъеме или опускании плуга относительно трактора (выход макроблока «Исполнительный орган») и из-за продольно-угловых колебаний трактора вместе с плугом (выход макроблока «Объект регулирования»).

Изменение тягового сопротивления плуга вызывает изменение скорости движения трактора МТЗ-80.

Тяговое сопротивление навесного плуга на горизонтальном участке поля определяется по формуле [5, 10, 11]:

$$R = K_0 \cdot B \cdot a \cdot \left[1 + (V_p - V_0) \cdot \frac{\Delta c}{100} \right] + m \cdot \frac{dV_p}{dt}, \quad (2)$$

где K_0 – удельное сопротивление почвы, кПа, при начальной скорости движения V_0 , равной 5 км/ч; B – ширина захвата плуга, м; a – глубина обработки почвы, м; V_p – рабочая скорость движения агрегата, км/ч; Δc – изменение удельного сопротивления в % при изменении скорости движения на 1 км/ч от начальной V_0 ; m – масса плуга с почвой, находящейся на рабочих органах, т; t – текущее время, с.

В программном комплексе «МВТУ» предусмотрен режим параметрической оптимизации САР по характеристикам переходных процессов при ступенчатых входных воздействиях.

Это позволяет обосновать в отдельности для каждого контура САР требуемые показатели регулирования, в частности определить значения критических коэффициентов усиления следящего $K_{\text{след}}$ и силового $K_{\text{сил}}$ контуров, что необходимо для последующей параметрической оптимизации следяще-силовой САР. Значительно информативнее оптимизация САР по критерию допускаемой неравномерности глубины вспашки при достаточной эффективности силового регулирования. Для этого предлагается проводить оптимизацию при некоторых периодических детерминированных возмущающих воздействиях, например при «Треугольном воздействии», которое менее абстрагировано от реальных полевых условий работы, чем «Ступенчатое воздействие». В макроблоке «Возмущающее воздействие» формируется симметричное (относительно нуля) треугольное воздействие (изменение удельного сопротивления почвы с неравномерностью 10 кПа).

Для анализа качества автоматического регулирования и определения значений критериев параметрической оптимизации разработан макроблок «Блок оценки значений глубины вспашки и тягового сопротивления» (рис. 2). В макроблоке «Блок оценки значений глубины вспашки и тягового сопротивления» блоки MAX и MIN запоминают и выдают на входы звеньев «Новый» блок № 1 и «Новый» блок № 2 максимальные и минимальные значения глубины вспашки и тягового сопротивления (формула (2)), зафиксированные в процессе моделирования на данный момент времени.

Звенья «Ключ – 5Т» реализуют алгоритм управляемого ключа:

$$y(t) = Y_0, \text{ если } t < T_0; y(t) = x(t), \text{ если } t \geq T_0;$$

где $x(t)$ и $y(t)$ – входной и выходной сигналы; T_0 – время «замыкания» входа и выхода; Y_0 – выходной сигнал при времени, меньшем T_0 .

Эти ключи установлены перед звеньями MIN для определения минимальных значений в установившемся режиме колебаний после окончания переходных процессов с нулевыми начальными условиями. В данном случае принято $T_0 = 2$ с. Величины Y_0 заданы заведомо больше минимальных (0,3 м – по глубине и 15 кН – по тяговому сопротивлению), чтобы исключить их из анализа.

Средние значения, неравномерность и относительная неравномерность глубины вспашки и тягового сопротивления вычисляются по оди-

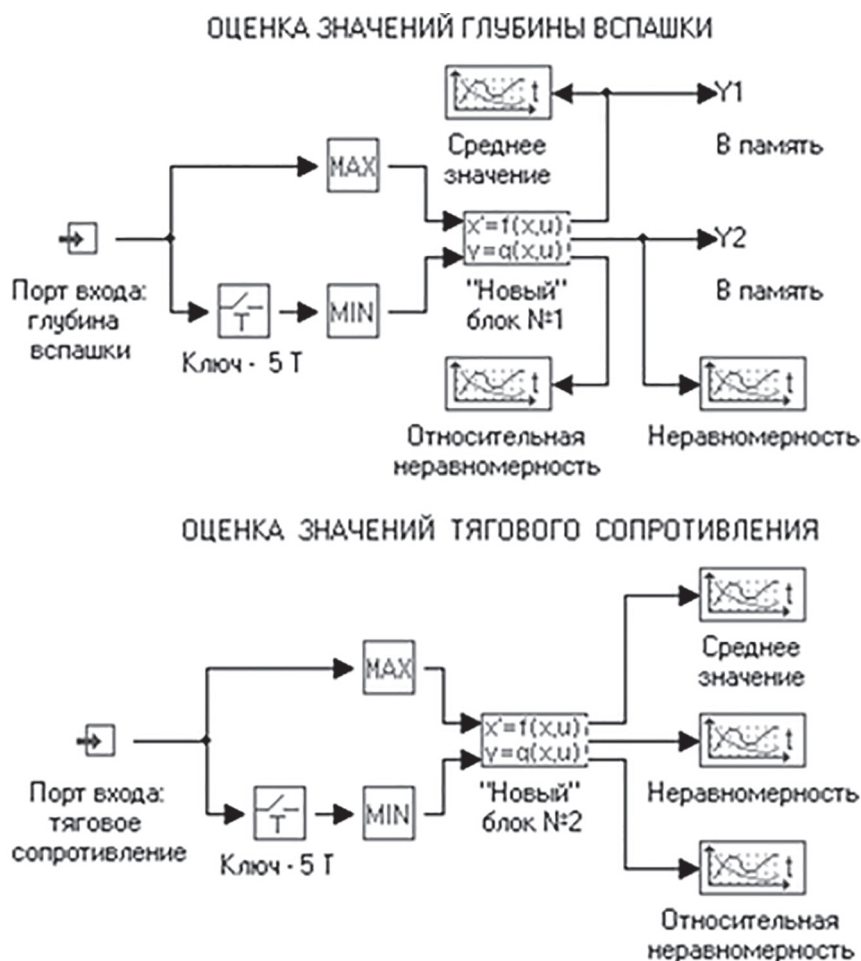


Рис. 2. Макроблок «Блок оценки значений качественных и энергетических показателей технологического процесса: глубины вспашки и тягового сопротивления»

наковым алгоритмам соответственно в блоках: «Новый» блок № 1 и «Новый» блок № 2.

Формат записи в «Новом» блоке № 1:

```
input aw, an; {входные сигналы: максимальный и минимальный}
as=(aw+an)/2; {вычисление среднего значения}
da=aw-an; {вычисление неравномерности}
Da=(da/(as+0.000001))*100; {вычисление относительной неравномерности в %
(число 0.000001 введено для исключения деления на 0)}
bb=time-8; {начало установившегося режима: через 8 сек}
a1as=0; a2as=0; a3as=as;
dd1=if(bb, a1as, a2as, a3as); {среднее значение}
a1da=0; a2da=0; a3da=da;
dd2=if(bb, a1da, a2da, a3da); {неравномерность}
a1Da=0; a2Da=0; a3Da=Da;
dd3=if(bb, a1Da, a2Da, a3Da); {относительная неравномерность, %}
output dd1, dd2, dd3; {выходные сигналы}
```

Параметрическая оптимизация проведена при отсутствии возмущающих воздействий от неровностей поля на объект регулирования, т.е. для варианта работы пахотного агрегата на поле с ровной поверхностью. Такая абстракция необходима для последовательного поэтапного анализа при оптимизации параметров САР.

В качестве критерия оптимизации принята неравномерность средней глубины вспашки, значения которой из «Нового» блока № 1 занесены в память (блоки «В память»: Y1 и Y2). Параметр оптимизации – коэффициент δk (формула (1)), определяющий долю силового и следящего сигналов в ГОС САР.

Метод оптимизации: «Поиск 2». При оптимизации задавались граничные значения оптимизируемого параметра: $\{MIN(\delta k) = 0\}$; $\{MAX(\delta k) = 1,35\}$ и критериев оптимизации: $\{MIN(Y1) = 0,2; MAX(Y1) = 0,21\}$ и $\{MIN(Y2) = 0,018; MAX(Y2) = 0,02\}$.

Также выполнены исследования на ПЭВМ с помощью ПК «МВТУ» (рис. 3) рабочего процесса гидравлического следящего устройства машины для обработки почвы в рядах садов и виноградников, имеющей четырехзвенный механизм для перемещения рабочего органа при обходе штамба. Трапецеидальный механизм разработан на основе синтеза четырехзвенных механизмов: параллелограммного, механизма подъемного крана и механизма культиватора Н-7 фирмы Holder (Германия) [12, 13].

Своевременный отвод рабочего органа обеспечивается при упреждающем переводе золотника гидрораспределителя из нейтрального положения в позицию максимальной подачи масла в гидроцилиндр. Для этого шуп специальной формы установлен впереди рабочего органа на необходимом расстоянии, которое зависит от скорости движения агрегата и от размеров защитной зоны.

Моделирование следящей системы проведено в режиме параметрической оптимизации. Оптимизируемый параметр – коэффициент передачи воспринимающего органа. Критерии оптимизации: минимальное перерегулирова-

ние и минимальная ошибка следящей системы при обходе штамба дерева.

В следящей системе имеется нелинейный объект регулирования – безынерционное звено с переменными коэффициентами передачи, которые обусловлены кинематикой механизма перемещения рабочего органа. Математическая модель объекта регулирования записана в «Новый» блок (7, рис. 3). Задающий орган – «Новый» блок (1, рис. 3) формирует входной сигнал САР $X_{вх}(t)$ из сигналов: «ступенька» и «дуга окружности» (граница защитной зоны) (1, рис. 4).

Результаты и их обсуждение

Для следяще-силовой САР пахотного агрегата МТЗ-80 и ПН-3-35 получено оптимальное значение коэффициента $\delta k = 1,17$; оптимальные коэффициенты усиления в ГОС следящей и силовой САР соответственно равны: $K_{след} = 0,18$ и $K_{сил} = 2,52$.

Моделированием доказано, что такая схема следяще-силовой САР обеспечивает выполнение агротехнических требований на максимально допустимое (не больше 2 см) от-

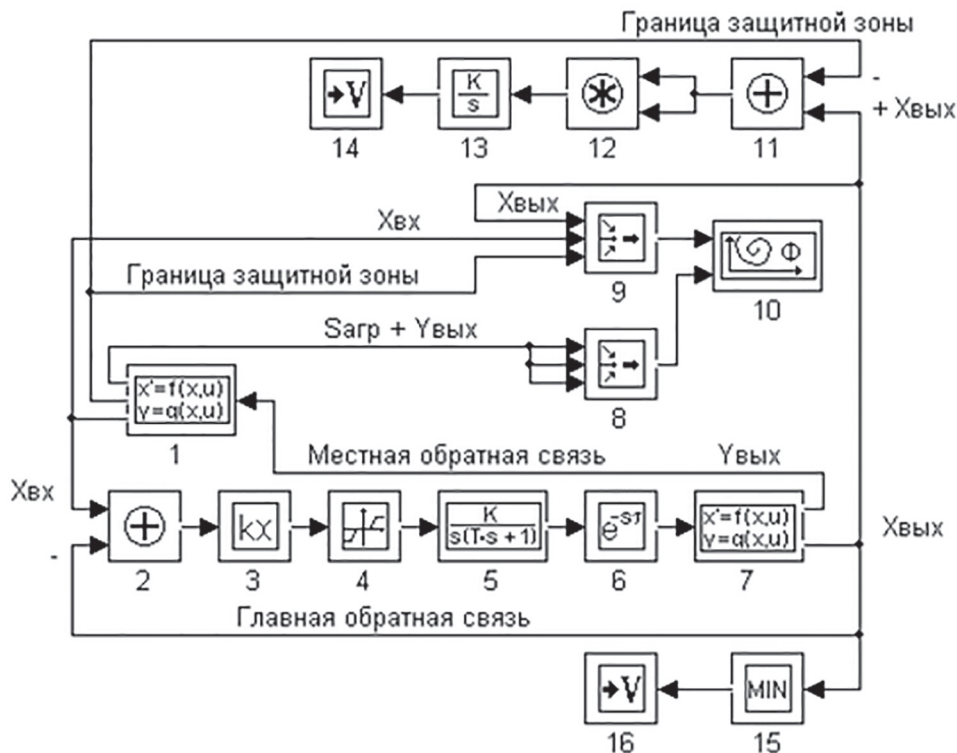


Рис. 3. Структурная схема следящего устройства садовой почвообрабатывающей машины в ПК «МВТУ»:

- 1 – задающий орган; 2 – сравнивающий орган; 3 – воспринимающий орган; 4 – усилительный орган;
- 5, 6 – исполнительный орган; 7 – объект регулирования; 8, 9, 10 – блоки для построения графиков;
- 11, 12, 13, 14, 15, 16 – блоки для параметрической оптимизации САР

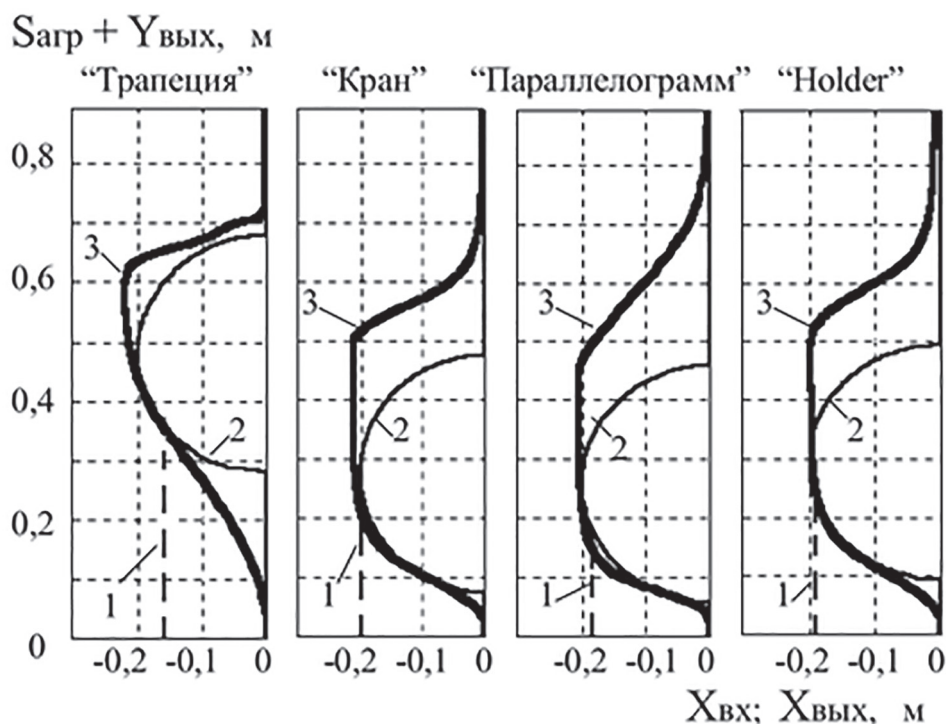


Рис. 4. Форма защитной зоны при работе четырехзвенных механизмов садовой почвообрабатывающей машины: 1 – вход САР; 2 – граница защитной зоны; 3 – выход САР

клонение глубины вспашки от заданной. При средней глубине 0,21 м неравномерность составила 0,019 м (относительная неравномерность 9 %).

Эффект силового регулирования проявился в стабилизации тягового сопротивления: при неравномерности удельного сопротивления почвы 20 % неравномерность тягового сопротивления снижена до 13,5 %.

При дальнейшем сокращении доли силового регулирования и увеличении эффективности следящей САР ($\delta k = 0,72$; $K_{след} = 0,63$; $K_{сил} = 2,07$) неравномерность глубины снижена до 0,01 м (4,8 %) за счет возросшей до 16,2 % неравномерности тягового сопротивления.

В результате исследований установлено, что САР с трапецидальным механизмом («трапеция», рис. 4) перемещения рабочего органа садовой почвообрабатывающей машины имеет существенно меньшую ошибку слежения, оставляет наименьшую необработанную площадь почвы за пределами заданной защитной зоны около штамба. Другие системы оставляют необработанную площадь в 1,37–1,46 раза больше [12, 13].

Выводы

Таким образом, по результатам компьютерного моделирования следящих САР для

конкретных условий работы в зависимости от поставленных задач можно выбрать наиболее подходящие варианты улучшения качественных и энергетических показателей технологического процесса почвообрабатывающих агрегатов.

Комбинированная следяще-силовая САР с оптимизированными параметрами позволяет значительно снизить колебания тягового сопротивления плуга при отклонении глубины вспашки от заданной в пределах агротехнических требований.

Оптимизированная САР садовой почвообрабатывающей машины позволяет значительно уменьшить необработанную площадь почвы за пределами заданной защитной зоны около штамба.

Литература

1. Думай Л.Б. Применение гидропривода для автоматизации рабочих процессов в почвообрабатывающих машинах при обработке виноградников и садов // Усовершенствование почвообрабатывающих машин: Материалы НТС ВИСХОМ. Москва, 1965. С. 150–165.
2. Пархоменко Г.Г. Совершенствование технологического процесса обработки почвы в рядах многолетних насаждений: дисс....канд. техн. наук. Зерноград. 2000. 156 с.

3. Системы автоматического регулирования: практикум по математическому моделированию / Б.А. Карташов, А.Б. Карташов, О.С. Козлов, Г.С. Пархоменко, С.Г. Пархоменко; под ред. Б.А. Карташова. Ростов на Дону: Феникс. 2015. 458 с.
4. Практикум по автоматике. Математическое моделирование систем автоматического регулирования / Б.А. Карташов, А.Б. Карташов, О.С. Козлов, Г.С. Пархоменко, С.Г. Пархоменко; под ред. Б.А. Карташова. Москва: КолосС. 2004. 184 с.
5. Пархоменко С.Г. Совершенствование функционирования МТА с колесным трактором класса 1,4 на основе оптимизации параметров пневматических шин: дисс. ... канд. техн. наук. Зерноград. 1999. 156 с.
6. Пархоменко Г.С., Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Расчет в MATHCAD рабочих режимов тягово-приводных машинно-тракторных агрегатов // Достижения науки – агропромышленному производству: Мат-лы 44-й междунар. науч. – техн. конф. Челябинского ГАУ. Челябинск. 2005. С. 271–275.
7. Пархоменко Г.С., Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Анализ рабочих режимов и расчет на ПЭВМ состава тяговых машинно-тракторных агрегатов // Мат-лы 42-й междунар. науч.-техн. конф. Челябинского ГАУ. Челябинск. 2003. С. 315–320.
8. Пархоменко Г.С., Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Моделирование на ПЭВМ по программному комплексу МВТУ усовершенствованной силовой САР трактора МТЗ – 80 // Мат-лы 43-й междунар. науч.-техн. конф. Челябинского ГАУ. Челябинск. 2004. С. 22–26.
9. Пархоменко Г.С., Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Моделирование на ПЭВМ следящей системы с нелинейным колебательным объектом регулирования // Мат-лы 45-й междунар. науч.-техн. конф. Челябинского ГАУ. Челябинск. 2006. С. 34–38.
10. Пархоменко Г.С., Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Методика параметрической оптимизации в программном комплексе «МВТУ» комбинированной следяще-силовой САР пахотного агрегата с трактором класса 1,4 // Совершенствование технических средств в растениеводстве. Межвузовский сб. науч. трудов. Зерноград: АЧГАА. 2010. С. 3–12.
11. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Параметрическая оптимизация комбинированной следяще-силовой системы автоматического регулирования пахотного агрегата // Повышение эффективности использования ре-сурсов при производстве сельскохозяйственной продукции – новые технологии и техника нового поколения для растениеводства и животноводства: сборник научных докладов междунар. науч.-практ. конф. Тамбов. 2015. С. 18–22.
12. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Теоретическое исследование механизмов перемещения рабочих органов для обработки почвы // Интеллектуальные машинные технологии и техника для реализации Государственной программы развития сельского хозяйства: Сб. науч. докладов междунар. научно-технич. конф. ФГБНУ ВИМ. 2015. С. 210–214.
13. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Повышение эксплуатационной надежности САР почвообрабатывающих машин // Труды ГОСНИТИ. 2016. Т. 122. С. 87–91.

References

1. Dumay L.B. Application of hydraulic drive for workflow automation of tillage machines for processing of vineyards and orchards. Usovershenstvovanie pochvoobrabatyvayushchikh mashin: Mat-ly NTS VISKhOM. [Improvement of tillage machines: Proc. of scientific-technical Council VISHOM]. Moscow. 1965, pp. 150–165 (in Russ.).
2. Parkhomenko G.G. Sovershenstvovanie tekhnologicheskogo protsessa obrabotki pochvy v ryadakh mnogoletnikh nasazhdeniy. Diss. kand. tekhn. nauk. [Improving the process of tillage in the ranks of perennial crops. PhD in Engineering thesis]. Zernograd. 2000. 156 p. (in Russ.).
3. Kartashov B.A., Kartashov A.B., Kozlov O.S., Parkhomenko G.S., Parkhomenko S.G. Sistemy avtomaticheskogo regulirovaniya: praktikum po matematicheskomu modelirovaniyu. [Automatic control systems: workshop on mathematical modeling]. Rostov-on-Don, “Feniks” Publ. 2015. 458 p.
4. Kartashov B.A., Kartashov A.B., Kozlov O.S., Parkhomenko G.S., Parkhomenko S.G. Praktikum po avtomatike. Matematicheskoe modelirovanie sistem avtomaticheskogo regulirovaniya. [Workshop on automatic. Mathematical modeling of automatic control systems]. Moscow, “Koloss” Publ. 2004. 184 p.
5. Parkhomenko S.G. Sovershenstvovanie funktsionirovaniya MTA s kolesnym traktorom klassa 1,4 na osnove optimizatsii parametrov pnevmaticheskikh shin. Diss. kand. tekhn. nauk [Improvement of operation of machine-tractor unit with a wheel tractor of 1.4 class, based on the optimization of parameters of pneumatic tires. PhD in Engineering thesis]. Zernograd. 1999. 156 p. (in Russ.).

6. Parkhomenko G.S., Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Calculation in MATHCAD of operating modes of traction-drive machine-tractor units. Dostizheniya nauki – agropromyshlennomu proizvodstvu: Mat-ly 44-y mezhdunar. nauch. – tekhn. konf. Chelyabinskogo GAU [Advances in science - agricultural production: Proc. of 44 int. sci. and tech. conf. of Chelyabinsk State Agroengineering University]. Chelyabinsk. 2005, pp. 271–275 (in Russ.).
7. Parkhomenko G.S., Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Analysis of operating modes and calculation on PC of composition of traction tractor units. Mat-ly 42-y mezhdunar. nauch. – tekhn. konf. Chelyabinskogo GAU [Proc. of 42 int. sci. and tech. conf. of Chelyabinsk State Agroengineering University]. Chelyabinsk. 2003, pp. 315–320 (in Russ.).
8. Parkhomenko G.S., Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Modeling on PC for software complex MBTY advanced draft control system of tractor MTZ – 80. Mat-ly 43-y mezhdunar. nauch. – tekhn. konf. Chelyabinskogo GAU [Proc. of 43 int. sci. and tech. conf. of Chelyabinsk State Agroengineering University]. Chelyabinsk. 2004, pp. 22–26 (in Russ.).
9. Parkhomenko G.S., Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Modeling on PC of servo system with nonlinear os-cillatory object of regulation. Mat-ly 45-y mezhdunar. nauch. – tekhn. konf. Chelyabinskogo GAU [Proc. of 45 int. sci. and tech. conf. of Chelyabinsk State Agroengineering University]. Chelyabinsk. 2006, pp. 34–38 (in Russ.).
10. Parkhomenko G.S., Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Methodology of parametric optimization in the software package MBTY of combined implement depth and draft control system of arable unit with a tractor of 1,4 class. Sovershenstvovanie tekhnicheskikh sredstv v rasteniyevodstve. Mezhdunar. sbornik nauchnykh trudov [Improvement of technical equipment in crop production. Interuniversity collection of scientific papers]. Zernograd. 2010, pp. 3–12 (in Russ.).
11. Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Parametric optimization of a combined implement depth and draft control system of arable unit. Povyshenie effektivnosti ispol'zovaniya resursov pri proizvodstve sel'skokhozyaystvennoy produktsii – novye tekhnologii i tekhnika novogo pokoleniya dlya rasteniyevodstva i zhivotnovodstva: Sbornik nauchnykh dokladov XVIII Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, 23–24 sentyabrya 2015 goda, g. Tambov. [Improving the efficiency of resource use in the production of agricultural products – new technologies and a new generation of equipment for crops and livestock. Collection of scientific reports of XVIII Intern. scientific-practical. Conf., September 23–24, 2015, Tambov]. Tambov, R. V. Pershin publishing house. 2015, pp. 18–22. (in Russ.).
12. Parkhomenko G.G., Parkhomenko S.G. Theoretical study of the mechanisms for moving of working bodies of tillage. Intellektual'nye mashinnye tekhnologii i tekhnika dlya realizatsii Gosudarstvennoy programmy razvitiya sel'skogo khozyaystva: Sb. nauch. dokladov Mezhdunar. nauchno – tekhnich. konf. FGBNU VIM [Intelligent machine technology and machinery for the implementation of the State program of development of agriculture: Sat. scientific. reports Intern. scientific and Techn. Conf. FSBI VIM]. 2015, pp. 210–214 (in Russ.).
13. Parkhomenko G.G., Parkhomenko S.G. Increasing the operational reliability of automatic control systems of tillage machines. Trudy GOSNITI [Proc. of the GOSNITI]. Moscow. 2016. Vol. 122, pp. 87–91 (in Russ.).

ВЛИЯНИЕ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПАР ТРЕНИЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ НА ИХ ТЕПЛОВУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ

THE IMPACT FORCED FLUID COOLING OF FRICTION PAIRS IN AUTOMOTIVE CLUTCHES ON ITS THERMAL LOAD

К.И. ГОРОДЕЦКИЙ¹, д.т.н.
В.М. ШАРИПОВ¹, д.т.н.
О.В. ЕВТУШИК²
В.В. БЕРНАЦКИЙ¹, к.т.н.
М.И. ДМИТРИЕВ¹, к.т.н.
Ю.С. ЦЕТИНИН¹, к.т.н.

¹ Московский политехнический университет,
Москва, Россия

² ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ, Москва, Россия, trak@mami.ru

K.I. GORODETSKIY¹, DSc in Engineering
V.M. SHARIPOV¹, DSc in Engineering
O.V. YEVTUSHIK²
V.V. BERNATSKIY¹, PhD in Engineering
M.I. DMITRIYEV¹, PhD in Engineering
YU.S. SHCHETININ¹, PhD in Engineering

¹ Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

² GNTS RF FGUP "NAMI", Moscow, Russia, trak@mami.ru

Приведены результаты экспериментальных исследований принудительного жидкостного охлаждения пар трения фрикционных муфт с гидроподжатием на их тепловую нагруженность. Установлено, что принудительное жидкостное охлаждение фрикционной муфты позволяет существенно увеличить время ее включения и буксования по сравнению с временем работы аналогичных муфт, применяемых в настоящее время на тракторах и автомобилях. Установлено, что наибольшее влияние на установившуюся температуру диска фрикционной муфты оказывают такие параметры, как давление на поверхности трения, количество охлаждающего масла и его температура на входе в зону трения, и значительно меньшее влияние оказывает изменение относительной скорости скольжения трущихся поверхностей. При увеличении давления на поверхностях трения дисков с 0,501 до 2,82 МПа при удельном расходе масла $6,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и постоянной частоте вращения 1000 мин^{-1} установившаяся температура диска увеличивается с 83 до 145 °С. Следовательно, при увеличении мощности трения на 165 % (от 9,39 до 24,92 кВт) температура диска фрикционной муфты увеличивается только на 75 %. С увеличением удельного расхода масла на поверхности трения на 20 % (от $5,65 \cdot 10^{-3}$ до $6,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$) при давлении 2,06 МПа и постоянной частоте вращения 1000 мин^{-1} установившаяся температура снижается на 15 % (от 143 до 125 °С). При давлении 2,82 МПа и постоянном удельном расходе масла $6,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ увеличение частоты вращения на 100 % (от 500 до 1000 мин^{-1}) и соответственно мощности трения на 52 % (от 16,33 до 24,92 кВт) повышает установившуюся температуру диска на 19 % (от 122 до 145 °С). На основе результатов экспериментальных исследований установлено, что увеличение мощности трения на 1 кВт за счет подъема давления на поверхности трения ФМ приводит к росту температуры фрикционного диска в среднем на 4 °С, а за счет роста частоты вращения диска – в среднем на 2,5 °С.

Ключевые слова: фрикционная муфта, жидкостное охлаждение пар трения, температура фрикционного диска, момент трения, мощность трения, удельный расход масла.

The article is describe the results of experimental investigations of forced fluid cooling of friction pairs in wet clutches on their thermal load. It is found that forced fluid cooling of the friction clutch can significantly increase the time of engagement and slipping in comparison with the time of operation similar couplings presently used on tractors and automobiles. It is found that at steady clutch disc temperature greatest influence parameters such as the pressure on the friction surface, the amount of cooling oil and its temperature in the inlet area of friction and has a much smaller effect change in the relative sliding speed of the rubbing surfaces. With increasing pressure on the disc friction surfaces with 0,501 to 2,82 MPa at specific consumption of oil $6,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ and the constant rotation frequency of 1000 мин^{-1} a steady-state temperature is reduced by 15 % (from 143 to 125 °С). Therefore, by increasing the friction power 165 % (from 24,92 to 9,39 kW) temperature of clutch disc increases only by 75 %. With the increasing of specific oil consumption on the friction surface by 20 % (from $5,65 \cdot 10^{-3}$ to $6,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$) at a pressure of 2,06 MPa and a constant speed of 1000 мин^{-1} a steady-state temperature is reduced by 15 % (from 143 to 125 °С). The increasing in the at a speed of 100 % (from 500 to 1000 мин^{-1}) and, respectively, and friction power by 52 % (from 16,33 to 24,92 kW) at the pressure of 2,82 MPa and a permanent specific consumption of oil increases steady disk temperature by 19 % (from 122 to 145 °С). Based on the results of experimental studies found that increasing friction power per 1 kW due to the gain of a pressure on the friction surface leads to growing of friction disc temperature at the average of 4 °С, but due to the gain of disk rotation speed – at the average of 2,5 °С.

Keywords: clutch, fluid cooling of friction pairs, temperature of the friction disc, friction torque, friction power, specific oil consumption.

Введение

Стабильность и надежность работы фрикционной муфты (ФМ) во многом определяется тепловым состоянием ее фрикционных дисков [1–7].

Основными факторами, определяющими тепловое состояние фрикционных дисков, работающих в масле, являются:

- давление в контакте на рабочих поверхностях ФМ при буксовании;
- скорость скольжения контактирующих пар;
- режим работы ФМ (частота включений и длительность буксования при однократном включении);
- количество охлаждающего масла, участвующего в отводе теплоты;
- форма и размеры каналов, по которым протекает охлаждающее масло.

Степень влияния количества охлаждающего масла на тепловое состояние дисков во многом зависит от режима работы ФМ. Оно незначительно при редком и кратковременном режиме буксования и очень существенно при высокой частоте включений или же при однократном длительном процессе буксования [1, 2]. В этом случае тепловое состояние ФМ стремится достичь установившегося режима, при котором возникает тепловой баланс. Характеристикой теплового состояния является температура фрикционных элементов. При тепловом балансе температура постоянна и ее величина с одной стороны зависит от теплообразующих факторов (давление на поверхности, скорость скольжения), а с другой – от теплоотводящих (расход охлаждающей жидкости, форма и размеры каналов).

Целью исследования является экспериментальное определение влияния принудительного жидкостного охлаждения пар трения ФМ на ее тепловую нагруженность.

Материалы и методы исследования

При экспериментальном исследовании принудительного жидкостного охлаждения пар трения ФМ ставилась задача оценить влияние изменения количества охлаждающей жидкости на тепловое состояние ее дисков при длительном буксовании.

В рамках проводимых испытаний по изучению влияния изменения расхода охлаждающего масла на тепловую нагруженность фрикционной пары при принудительном охлаждении возникла необходимость создания опытного образца ФМ с принудительным охлаждением пар трения, так как в отечественном автотракторостроении ФМ с активным принудительным охлаждением не применяются.

Конструкция опытного образца должна была позволить решать главную задачу – возможность контроля и измерения количества охлаждающего масла, подводимого к исследуемой паре трения. Такую задачу можно выполнить при условии, что все масло, которое подводится к паре трения, протекает в контакте с трущимися поверхностями.

С целью уменьшения материальных и временных затрат на создание опытного образца было решено за основу опытного фрикционного узла взять ФМ с гидроподжатием коробки передач тракторов Т-150 и Т-150К, конструкция которой в дальнейшем была подвергнута изменениям (рис. 1). Для обеспечения полного использования всего потока охлаждающей жидкости были доработаны и изменены конструкции опорного 1, ведущего 2 и фрикционного 3 дисков. Охлаждающее масло к поверхностям трения стало подводиться через опорный диск 1 по среднему радиусу трения. Во всех дисках были выполнены специальные проточки и отверстия, образующие при сжатии

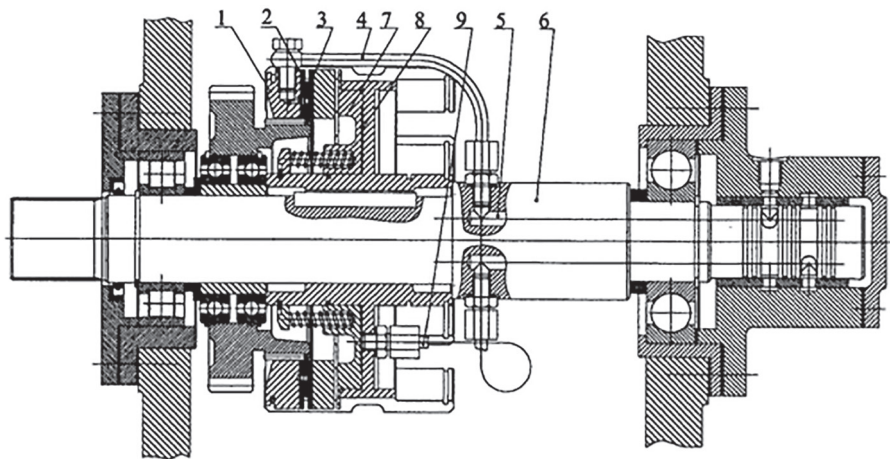


Рис. 1. Опытный образец ФМ с гидроподжатием

дисков проточную систему, по которой масло омывает трущиеся поверхности. Опорный диск 1 соединен жестким трубопроводом 4 с маслоподводящим каналом 5, проходящим по валу 6.

Изменения коснулись также и конструкции нажимного поршня 7, из которого были изъяты разгрузочные клапаны для исключения влияния количества сбрасываемого масла на замеры количества охлаждающей жидкости. Подвод масла в полость цилиндра 8 сжатия стал осуществляться через жесткий трубопровод 9, а не через отверстие в шлицевой ступице барабана фрикционной муфты, что также позволило избежать лишних утечек масла, влияющих на замеры количества охлаждающей жидкости.

Чтобы уменьшить отвод теплоты из зоны контроля температуры, нерабочие поверхности ведущих дисков были отделены от контактирующих с ними поверхностей термоизоляционными прокладками.

Экспериментальные исследования опытного образца ФМ с принудительным жидкостным охлаждением проводились на специальном инерционном стенде.

Для привода стенда использовался электродвигатель постоянного тока мощностью 177 кВт, который позволяет плавно изменять частоту вращения ведущего вала в диапазоне от 5 до 3000 мин⁻¹. Корпус статора силовой машины через жесткий рычаг связан с весовым устройством, что позволяет в процессе испытаний контролировать момент нагрузки на ведущем валу. Частота вращения регистрируется импульсным прерывателем электронно-счетного частотомера Ф5041.

Для управления ФМ и подачи требуемого количества охлаждающей жидкости стенд был оборудован гидравлическими машинами и приборами, позволяющими контролировать давление в бустере цилиндра ФМ, расход охлаждающей жидкости и температуру масла в баке.

Масло для управления цилиндром и охлаждения рабочей поверхности дисков подводилось к первичному валу редуктора через проточки и радиальные отверстия, выполненные на свободном конце вала аналогично тому, как это сделано в конструкции коробки передач трактора Т-150. Далее масло по осевым отверстиям в вале и металлическим трубкам подавалось к центру бустера.

Стенд был оборудован контрольно-измерительными аппаратурой и приспособлениями, позволяющими получить полный спектр необходимых данных.

Температура диска замерялась при помощи хромель-копелевой термопары, выполненной из

проводов толщиной 0,5 мм. Спай термопары устанавливался в стальную основу диска.

Момент трения регистрировался с помощью весового измерительного устройства, которое взаимодействовало с рычагом статора нагружающей электромашины.

Частота вращения подвижных деталей определялась с помощью импульсного прерывателя электронно-счетного частотомера марки Ф5041. Температура масла на выходе из зоны трения и в баке измерялась при помощи хромель-копелевых термопар.

Усилие сжатия дисков регулировалось давлением масла в бустере цилиндра сжатия муфты. Давление контролировалось манометром.

Расход охлаждающего масла определялся объемным способом. При его замере сливной патрубком (который отводит масло из картера в бак) направлялся в прозрачную емкость, объем которой был проградуирован. С помощью секундомера определялась скорость заполнения проградуированного объема. Расход масла контролировался до и после проведенного опыта.

Так как за основу была взята ФМ с гидродожатием коробки передач тракторов Т-150 и Т-150К, то объектом исследований становился фрикционный диск ДМ07 с размерами, определенными в ОСТ 23.1.463-78 [8]. Внешний и внутренний диаметры диска составили соответственно 216 и 168 мм. Основные размеры фрикционного диска показаны на рисунке 2.

Диск состоит из стальной основы с внутренними шлицами и фрикционных накладок из спеченного материала. Стальная основа выполнена из стали 65Г, а фрикционные накладки – из материала марки МК-5, припаянного к стальной основе.

Рисунок и форма каналов на поверхности фрикционного диска с металлокерамическим покрытием выполнены по типу квадрат, так как такая форма является более приемлемой при работе фрикционной пары с большим удельным расходом охлаждающего масла [2–4, 6].

В качестве примера на рисунке 3 приведены экспериментальные зависимости изменения температуры ϑ_d фрикционного диска в процессе включения и буксования и после выключения ФМ. Графики сняты с ленты самописца потенциометра КСП-4 при различной нагрузке. При этом моменты включения каждого опыта сведены к одной точке.

Результаты экспериментальных исследований

На графиках, приведенных на рисунке 4, представлены результаты экспериментальных исследований зависимости установившейся

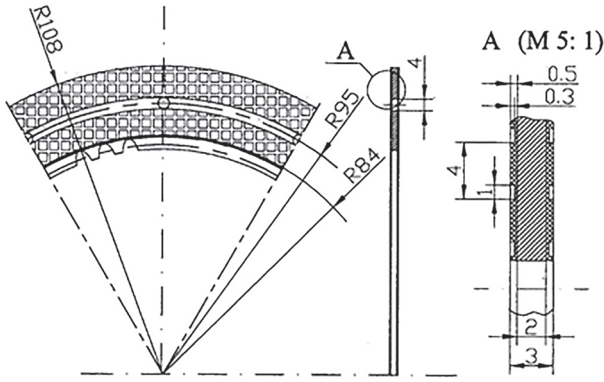


Рис. 2. Фрикционный диск

температуры фрикционного диска муфты ϑ_d от момента трения M_T , а на рисунке 5 – от расхода охлаждающего масла q .

Выводы

Экспериментально доказана возможность применения принудительного жидкостного охлаждения пар трения в ФМ с гидроподжатием. Установлено, что принудительное жидкостное охлаждение ФМ позволяет существенно увеличить время ее включения и буксования по сравнению со временем работы аналогичных муфт, применяемых в настоящее время на тракторах и автомобилях.

Продолжительность буксования фрикционного диска во время экспериментальных исследований на всех режимах нагружения составляла от 1 до 5 мин. При этом в течение всего времени буксования сохранялись установившиеся тепловой и силовой режимы нагружения. Время бук-

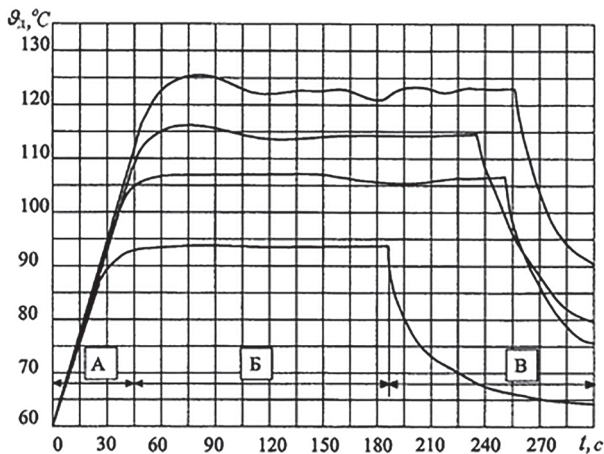


Рис. 3. Изменение температуры ϑ_d фрикционного диска в процессе включения, буксования и после выключения ФМ:

А – интервал времени включения и буксования ФМ, когда осуществляется нагрев фрикционного диска до установившейся температуры; Б – интервал времени буксования при установившейся температуре; В – интервал времени охлаждения диска при выключенной ФМ

сования в каждом случае ограничивалось возможностями охладителя масла на стенде.

При экспериментальных исследованиях фрикционного диска типоразмера ДМ07 (ОСТ 23.1.463-78) удалось достичь удельной мощности трения $1,0 \cdot 10^3$ кВт/м² в условиях постоянного буксования без потери работоспособности ФМ. При этом температура фрикционного диска не превышала допустимой температуры (150 °С), а удельный расход охлаждающего масла составил $7,93 \cdot 10^{-3}$ м³/(м²·с).

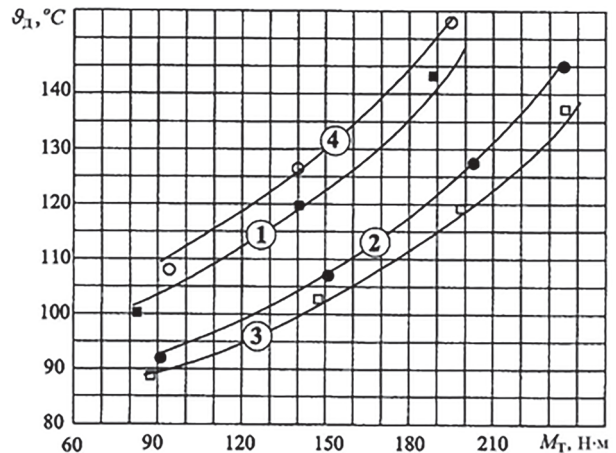


Рис. 4. Зависимость установившейся температуры ϑ_d фрикционного диска от момента трения M_T :
1 – $q = 1,33 \cdot 10^{-4}$ м³/с; 2 – $q = 1,67 \cdot 10^{-4}$ м³/с;
3 – $q = 2 \cdot 10^{-4}$ м³/с; 4 – $q = 2,32 \cdot 10^{-4}$ м³/с;
(1–3 – при $n = 1000$ мин⁻¹; 4 – при $n = 1500$ мин⁻¹)

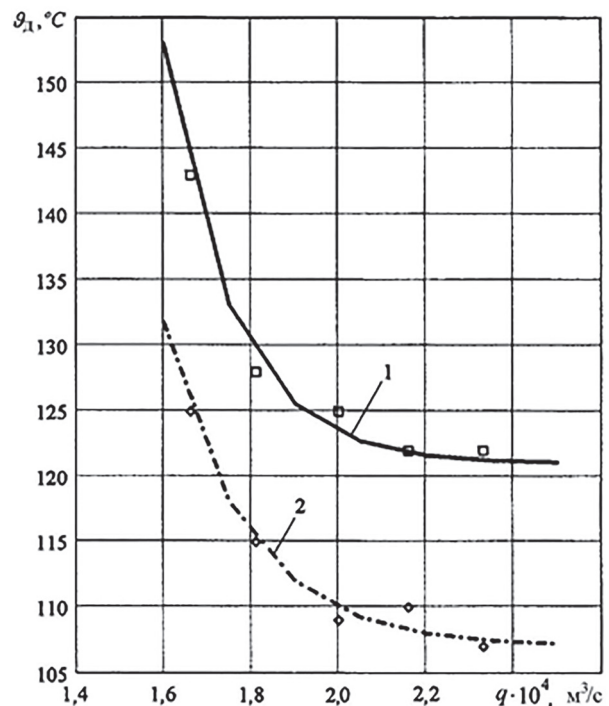


Рис. 5. Зависимость установившейся температуры ϑ_d фрикционного диска от расхода q охлаждающего масла при $n = 1000$ мин⁻¹:
1 – $M_T = 195$ Н·м; 2 – $M_T = 145$ Н·м

Наибольшее влияние на установившуюся температуру фрикционного диска оказывают такие параметры, как давление на поверхности трения, количество охлаждающего масла и его температура на входе в зону трения, и значительно меньшее влияние оказывает изменение относительной скорости скольжения трущихся поверхностей.

Так, при увеличении давления на поверхностях трения дисков с 0,501 до 2,82 МПа при удельном расходе масла на 1 м² поверхности трения $6,8 \cdot 10^{-3}$ м³/(м²·с) и постоянной частоте вращения 1000 мин⁻¹ установившаяся температура фрикционного диска увеличивалась с 83 до 145 °С. Это говорит о том, что при увеличении мощности трения на 165 % (от 9,39 до 24,92 кВт) температура диска увеличивается только на 75 %.

При увеличении удельного расхода масла через поверхности трения на 20 % (от $5,65 \cdot 10^{-3}$ до $6,8 \cdot 10^{-3}$ м³/(м²·с)) при давлении 2,06 МПа и постоянной частоте вращения 1000 мин⁻¹ установившаяся температура снижается на 15 % (от 143 до 125 °С).

При давлении на поверхности трения 2,82 МПа и постоянном удельном расходе масла $6,8 \cdot 10^{-3}$ м³/(м²·с) увеличение частоты вращения на 100 % (от 500 до 1000 мин⁻¹) и соответственно мощности трения на 52 % (от 16,33 до 24,92 кВт) повышает установившуюся температуру диска на 19 % (от 122 до 145 °С).

На основе результатов экспериментальных исследований установлено, что увеличение мощности трения на 1 кВт за счет подъема давления на поверхности трения ФМ приводит к росту температуры фрикционного диска в среднем на 4 °С, а за счет роста частоты вращения дисков – в среднем на 2,5 °С.

Литература

1. Зельцерман И.М., Каминский Д.М., Оношко А.Д. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин. М.: Машиностроение. 1965. 238 с.
2. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение. 2009. 752 с.
3. Барский И.Б., Борисов С.Г., Галягин В.А. и др. Сцепления транспортных и тяговых машин / Под ред. Ф.Р. Геккера, В.М. Шарипова, Г.М. Щеренкова. М.: Машиностроение. 1989. 344 с.
4. Сергеев Л.В., Кадобнов В.В. Гидромеханические трансмиссии быстроходных гусеничных машин. М.: Машиностроение. 1980. 200 с.
5. Труханов В.М., Зубков В.Ф., Крыхтин Ю.И., Желтобрюхов В.Ф. Трансмиссии гусеничных и колесных машин. М.: Машиностроение. 2001. 736 с.
6. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Городецкий К.И. О коэффициенте трения в контакте пар трения фрикционных муфт в коробках передач автомобилей и тракторов при переключении передач без разрыва потока мощности // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2016. № 8. С. 21–30.
7. Скадорва А.Ф., Карташев А.Н. Критерий оценки функционирования фрикционной муфты коробки передач гусеничного трактора «Беларус-2103» // Вестник Белорусско-Российского университета. 2014. № 4(45). С. 80–91.
8. ОСТ 23.1.463-78. Диски фрикционные муфт переключения передач. Министерство тракторного и сельскохозяйственного машиностроения. 1980. 20 с.

References

1. Zeltserman I.M., Kaminsky D.M., Onopko A.D. Friktionnyye mufty i tormoza gusenichnykh mashin [Friction clutches and brakes of tracked vehicles]. Moscow, Mashinostroyenie Publ. 1965. 238 p.
2. Sharipov V.M. Konstruirovaniye i raschet traktorov [Design and calculation of tractors]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ. 2009. 752 p.
3. Barskiy I.B., Borisov S.G., Galyagin V.A. Stsepleniya transportnykh i tyagovykh mashin [Clutches and transport and traction vehicles]. Under the editorship of F.R. Gekker, V.M. Sharipov, G.M. Shcherenkov. Moscow, Mashinostroyeniye Publ. 1989. 344 p.
4. Sergeev L.V., Kadobnov V.V. Gidromekhanicheskiye transmissii bystrokhodnykh gusenichnykh mashin [Hydro-mechanical transmission of high-speed tracked vehicles]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ. 1980. 200 p.
5. Trukhanov V.M., Zubkov V.F., Krykhtin YU.I., Zheltoব্যুখов В.Ф. Transmissii gusenichnykh i kole-snykh mashin [Transmissions of tracked and wheeled vehicles]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ. 2001. 736 p.
6. Sharipov V.M., Dmitriev M.I., Gorodetsky K.I. On a friction coefficient in contacting friction pairs of friction clutches in car and tractor gearbox in gear shifting without power flow interruption, Science and education of the Bauman MSTU, 2016. no. 8. pp. 21-30. DOI: 10.7463/0816.0842932 (in Russ.).
7. Skadorva A.F., Kartashevich A.N. Kriteriy otsenki funktsionirovaniya friktionnoy mufty korobki peregach gusenichnogo traktora "Belarus-2103" [The criterion of evaluation of the functioning of the friction clutch gearbox crawler tractor "Belarus-2103"], Bulletin of Belarusian-Russian University. 2014. No 4 (45), pp. 80-91 (in Russ.).
8. OST 23.1.463-78. Disc friction gear couplings. Ministry of tractor and agricultural machinery. 1980. 20 p.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА, УЧАСТВУЮЩЕГО В ПРОИЗВОДСТВЕННОМ ПРОЦЕССЕ КРУПНЫХ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

OPTIMIZATION OF AUTOMOTIVE TRANSPORT MOVEMENTS INVOLVED IN THE PRODUCTION PROCESS OF LARGE MACHINE-BUILDING ENTERPRISES

П.С. РОМАНОВ¹, д.т.н.
И.П. РОМАНОВА², к.т.н.

¹ Коломенский институт (филиал) ФГБОУ ВО
«Московский политехнический университет»
(г. Коломна), romanov_p_s@mail.ru
² ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский
московский государственный строительный
университет» (НИУ МГСУ) (г. Москва), irom84@mail.ru

P.S. ROMANOV¹, DSc in Engineering
I.P. ROMANOVA², PhD in Engineering

¹ The branch in Kolomna of Moscow Polytechnic University,
Kolomna, Russia, romanov_p_s@mail.ru
² National Research Moscow State University
of Civil Engineering, Moscow, Russia, irom84@mail.ru

В статье рассматривается подход к оптимизации перемещений автомобильного транспорта для транспортировки заготовок, полуфабрикатов и готовых изделий между цехами и складами крупных машиностроительных предприятий. Для нормального функционирования производственного процесса нужна развитая система транспортирования и хранения заготовок, полуфабрикатов и готовых изделий. На крупных предприятиях цеха складские помещения часто значительно разнесены в пространстве, и для транспортировки заготовок, полуфабрикатов и готовых изделий на них используют автомобильную технику.

Время на перемещение заготовок, полуфабрикатов и готовых изделий между цехами и складами на предприятии является бесполезно затраченным и увеличивает себестоимость выпускаемой продукции. Поэтому оптимизация перемещений автомобильного транспорта при перевозках заготовок, полуфабрикатов и готовых изделий между цехами и складами позволит сократить время технологических процессов изготовления изделий, выпускаемых машиностроительным предприятием, а следовательно, оптимизировать его производственный процесс. Таким образом, поиск оптимального маршрута перемещения автомобильного транспорта по территории предприятия является весьма актуальной задачей.

Задача нахождения оптимального маршрута относится к области комбинаторной оптимизации, а также рассматривается в теории исследования операций и известна под общим названием как «задача коммивояжера». Задача коммивояжера относится к числу трансвычислительных. Все эффективные (сокращающие полный перебор) методы решения задачи коммивояжера являются эвристическими. В большинстве эвристических методов находится не самый эффективный маршрут, а его приближенное решение – базовый маршрут. На следующем этапе это приближенное решение улучшают.

В статье приводятся результаты сравнительного анализа ряда методов (алгоритмов) решения задачи коммивояжера, на основе которого для решения задачи оптимизации перемещений автомобильного транспорта крупных машиностроительных предприятий предлагается использовать либо алгоритм Литтла либо алгоритм муравьиных колоний. Дается постановка задачи оптимизации перемещений автомобильного транспорта при участии его в производственном процессе крупных машиностроительных предприятий, предлагается процедура расчетов при решении задачи – пример решения конкретной задачи с помощью разработанных процедуры расчета и компьютерной программы «Задача коммивояжера» (разработана на языке Паскаль в программной среде Delphi 7).

Предлагаемый подход к решению задачи оптимизации перемещений автомобильного транспорта при участии его в производственном процессе крупных машиностроительных предприятий позволяет сократить время на транспортировку заготовок, полуфабрикатов и готовых изделий между цехами и складами предприятий, т.е. сократить время на вспомогательные операции и, как следствие, повысить производительность и снизить себестоимость выпускаемой продукции. Кроме того, сокращение маршрута перемещений автомобильного транспорта снижает эксплуатационные затраты на содержание автомобилей.

Ключевые слова: производственный процесс; машиностроительное предприятие; задача коммивояжера; выбор алгоритма решения задачи коммивояжера; определение оптимального маршрута перемещения автомобильного транспорта.

The paper considers approach to optimization of automotive transport movements for transportation of billets, semi-finished and finished goods between shop floors and warehouses of large machine-building enterprises. For the normal functioning of the production process a developed system of transportation and storage of billets, semi-finished and finished goods is needed. In large enterprises shop floors and warehouses are usually significantly separated in space and for transportation of billets, semi-finished and finished goods the automotive transport is used.

Time needed to move of billets, semi-finished and finished goods between shop floors and warehouses in the enterprise is useless and increases production costs. Therefore, optimization of the movements of automotive transport when moving billets, semi-finished and finished goods between shop floors and warehouses will reduce the time of technological processes for products manufacturing produced by the machine building enterprise, and thus to optimize the production process. Thus, the search for the optimal route movement of automotive transport on the territory of the enterprise is a very important task.

The problem of finding the optimal route is in the field of combinatorial optimization, as well as considered in the theory of operations research and is known under the general name as "traveling salesman problem". Traveling salesman problem is one of the transcomputational. All effective (reducing the exhaustive search) methods for solving the traveling salesman problem are heuristic. In most of heuristic methods not the most efficient route is obtained, and its approximate solution is a basic route. The next step is to improve the approximate solution.

The article presents the results of a comparative analysis of a number of methods (algorithms) for solving the traveling salesman problem on the basis of which to solve the problem of optimization of automotive transport of large machine-building enterprises is proposed to use either the Little algorithm or ant colony algorithm. The statement of the problem of optimization of automotive transport movement during its work for manufacturing process of large machine-building enterprises is given, the procedure of calculations to solve the problem is shown, an example of solving a particular problem with the help of the developed "traveling salesman problem" procedure of calculation and the computer program (developed on Pascal in Delphi 7).

The proposed approach to solving the problem of optimizing automotive transport movements during its work in the production process of large machine-building enterprises can reduce the time for transportation of billets, semi-finished and finished goods between shop floors and warehouses, which means that it is possible to reduce the time of subsidiary operations, and as a consequence, increase productivity and reduce production costs. In addition, the reduction of the displacement route of automotive transport reduces the operating costs of automobiles maintenance.

Keywords: manufacturing process, machine-building enterprise, traveling salesman problem, selection of algorithm for solving the traveling salesman problem, determining the optimal route for automotive transport movements.

Введение

Как известно [1–4], производственный процесс – это регламентированное взаимодействие потоков материалов, энергии и информации в целях производства материальной продукции. Определяющую роль играют потоки основных и вспомогательных материалов, их движение и преобразование; потоки энергии и информации обеспечивают эти процессы, делают их возможными. Все взаимодействия в рамках производственного процесса являются технологическими.

Для нормального функционирования производственного процесса нужна развитая система транспортирования и хранения заготовок, полуфабрикатов и готовых изделий. Хотя для транспортировки заготовок, полуфабрикатов и готовых изделий между цехами и складами чаще применяют различного рода конвейеры, на крупных предприятиях цеха и складские помещения часто значительно разнесены в пространстве, и для транспортировки заготовок, полуфабрикатов и готовых изделий на них используют автомобильную технику [3, 4].

Как отмечается [3], любое время функционирования, когда технологический процесс прерывается, является бесполезно затраченным,

потерянным для основного функционального назначения. Поэтому время на перемещение заготовок, полуфабрикатов и готовых изделий между цехами и складами на предприятии является бесполезно затраченным и увеличивает себестоимость выпускаемой продукции.

Кроме того правильный выбор средств транспортирования, загрузки, накопления и складирования изделий непосредственно влияет на надежность, производительность и эксплуатационные затраты производственных систем. [5].

Но не всегда возможно отказаться от использования автомобильной техники в производственном процессе, в частности для транспортировки заготовок, полуфабрикатов и готовых изделий между цехами и складами. Так, например, у ОАО ХК «Коломенский завод» площадь территории производственной зоны составляет 124 га. Производственный комплекс состоит из металлургического, заготовительного, сварочно-сборочного, механосборочного производств. На территории завода расположено 28 цехов основного производства и 15 цехов вспомогательного производства (некоторые из них размещены на значительных расстояниях один от другого). Автотранспорт-

ный цех является вспомогательным цехом машиностроительного предприятия и выполняет следующие вспомогательные функции:

- перевозка людей по объектам предприятия и по производственным заданиям, доставка персонала к рабочим местам;
- перевозка материалов для нужд различных цехов предприятия по его территории, а также перевозка отработанного материала в цеха переработки и переплавки;
- перевозка готовых изделий предприятия к местам назначений (складам, площадкам для хранения и т.п.) и др. [6].

При невозможности отказаться от использования автомобилей в движении материальных потоков во внутрипроизводственных логистических системах, как указывается в [7], необходимо оптимизировать работу технологического транспорта (в данном случае автомобильного).

Постановка задачи

Оптимизация перемещений автомобильного транспорта при перевозках заготовок, полуфабрикатов и готовых изделий между цехами и складами позволит сократить время технологических процессов изготовления изделий, выпускаемых машиностроительным предприятием, а следовательно, оптимизировать его производственный процесс. Таким образом, поиск оптимального маршрута перемещения автомобильного транспорта по территории предприятия является весьма актуальной задачей.

Для решения этой задачи необходимо сократить время на перемещения автомобильного транспорта между цехами, между цехами и складами и т.п.

Задача нахождения оптимального маршрута относится к области комбинаторной оптимизации, а также рассматривается в теории исследования операций и известна под общим названием как «задача коммивояжера» [8–15].

В «классической» формулировке задачи коммивояжер пытается определить кратчайший маршрут для одноразового посещения n городов. Как указывается в [9, 11, 15], эта задача является задачей о назначениях с дополнительными ограничениями, которые гарантируют исключение из оптимального решения неполных замкнутых маршрутов. В задаче коммивояжера замкнутый маршрут, проходящий через каждый пункт только один раз,

называется циклом; цикл, проходящий через все пункты, называется полным, в противном случае – частичным или подциклом.

Постановка задачи следующая [11]. Коммивояжер должен выйти из первого города, посетить по одному разу в неизвестном порядке города 2, 3, 4, ..., n и вернуться в первый город. Расстояния между городами известны. Требуется определить порядок обхода городов, чтобы замкнутый путь (тур) коммивояжера был кратчайшим.

Если города перенумерованы числами $j \in T = (1, 2, 3, \dots, n)$, то тур коммивояжера может быть описан циклической перестановкой $t = (j_1, j_2, \dots, j_n)$, причем все j_1, \dots, j_n – разные номера; повторяющийся в начале и в конце j_1 , показывает, что перестановка замкнута. Расстояния между парами вершин C_{ij} образуют матрицу $\|C\|$. Задача состоит в том, чтобы найти такой тур t , чтобы минимизировать функционал:

$$L = L(t) = \sum_{k=1}^n C_{j_k j_{k+1}} \rightarrow \min. \quad (1)$$

Относительно математической формулировки задачи необходимо знать следующее:

В постановке C_{ij} означали расстояния, поэтому они должны быть неотрицательными, т.е. для всех:

$$j \in T : C_{ij} \geq 0; C_{ij} = \infty \quad (2)$$

(последнее равенство означает запрет на петли в туре), симметричными, т.е. для всех i, j :

$$C_{ij} = C_{ji} \quad (3)$$

и удовлетворять неравенству треугольника, т.е. для всех:

$$C_{ij} + C_{jk} = C_{ik}. \quad (4)$$

В математической постановке говорится о произвольной матрице. Сделано это потому, что имеется много прикладных задач, которые описываются основной моделью, но всем условиям (2)–(4) не удовлетворяют. Особенно часто нарушается условие (3) (например, если C_{ij} – не расстояние, а плата за проезд: часто туда билет стоит одну цену, а обратно – другую). Поэтому различают два варианта задачи: симметричную задачу, когда условие (3) выполнено, и несимметричную – в противном случае. Условия (2)–(4) по умолчанию считают выполненными.

Второе замечание касается числа всех возможных туров. В несимметричной задаче все

туры $t = (j_1, j_2, \dots, j_n)$ и $t' = (j_1, j_n, \dots, j_2, j_1)$ имеют разную длину и должны учитываться оба. Разных туров тогда будет $(n-1)!$.

Общая постановка задачи и большинство ее частных случаев, относится к классу *NP*-сложных задач (от англ. non-deterministic polynomial). Поэтому алгоритмы решения этой задачи делятся на точные и приближенные [8–11, 16, 17].

Все точные алгоритмы фактически представляют собой оптимизированный полный перебор вариантов. В некоторых случаях эти алгоритмы достаточно быстро находят решения, но в общем случае приходится перебирать все $n!$ циклов.

Задача коммивояжера относится к числу трансвычислительных: уже при относительно небольшом числе городов (66 и более) она не может быть решена методом перебора вариантов никакими теоретически мыслимыми компьютерами за время, меньшее нескольких миллиардов лет [8–11, 16, 17].

Все эффективные (сокращающие полный перебор) методы решения задачи коммивояжера – методы эвристические. В большинстве эвристических методов находится не самый эффективный маршрут, а его приближенное решение – базовый маршрут. На следующем этапе это приближенное решение улучшают.

Для решения задачи коммивояжера используют различные группы простейших методов: полный и случайный перебор (метод Монте-Карло), жадный, деревянный алгоритмы, метод ближайшего соседа, метод включения ближайшего города, метод самого дешевого включения, метод минимального остовного дерева. К приближенным алгоритмам решения задачи, широко применяющимся в практике решения инженерных задач, относятся: генетический, метод имитации отжига, Прима-Эйлера, «иди в ближний» (модифицированный жадный алгоритм) [11, 16, 17].

Также получили распространение различные модификации более эффективных методов, таких как метод ветвей и границ (метод Литтла), модифицированный метод Литтла, метод генетических алгоритмов, а также алгоритм муравьиных колоний [10, 11, 16–18].

К методам улучшения базового маршрута можно отнести: метод перестановок; метод разворота петель; комбинированный метод [15].

В [11] был проведен сравнительный анализ: простейших методов (жадного, деревянно-

го алгоритмов и метод случайного перебора (метод Монте-Карло); методов улучшения базисных маршрутов, полученных на основе простейших методов (перестановок, разворота петель, комбинированного); приближенных алгоритмов (генетического, метода имитации отжига, Прима-Эйлера, модифицированного жадного алгоритма); алгоритма на основе метода ветвей и границ (Литтла) и алгоритма муравьиных колоний.

Для проведения сравнительного анализа и последующего выбора наиболее эффективного метода для решения задачи коммивояжера в [11] был разработан алгоритм и программа на языке Паскаль в программной среде Delphi 7. Программа проводит решение задачи коммивояжера на основе следующих методов и алгоритмов: жадного, жадного модифицированного, деревянного, Монте-Карло, муравьиных колоний, Литтла. При этом маршрут может быть рассчитан не менее чем для 100 вершин (точек) маршрута, но при наличии соответствующих вычислительных ресурсов. Реально на практике не требуется осуществлять обход более 40 точек маршрута, поэтому для анализа расчеты проводились именно для 40 точек. Оценка временных параметров работы алгоритмов проводилась на персональном компьютере Intel Core i5-3470 3.2GHz с ОЗУ 4Gb и с операционной системой Windows 8.1 (x64). Результаты моделирования на основе созданной программы приведены на рисунке 1.

Лучший результат показал алгоритм Литтла. При малом количестве вершин (до 15) он входит в число лучших, а при дальнейшем увеличении количества вершин выходит на первое место, но требует больше вычислительных ресурсов, чем другие алгоритмы. Алгоритм муравьиных колоний также входит в число лучших алгоритмов. Модификация жадного алгоритма оказалась в среднем на 37 % лучше жадного алгоритма, но при этом выполняется в несколько раз дольше. Алгоритм Монте-Карло показал худшие результаты, поэтому использовать его на практике не рекомендуется.

Время, затрачиваемое на выполнение решения по жадному алгоритму, близко к нулю, поэтому и время расчетов по жадному модифицированному алгоритму также очень мало. Время, затрачиваемое на решение задачи коммивояжера на основе алгоритмов: Монте-Карло, деревянного, жадного и жадного модифицированного, примерно одинаково.

Результаты работы алгоритмов

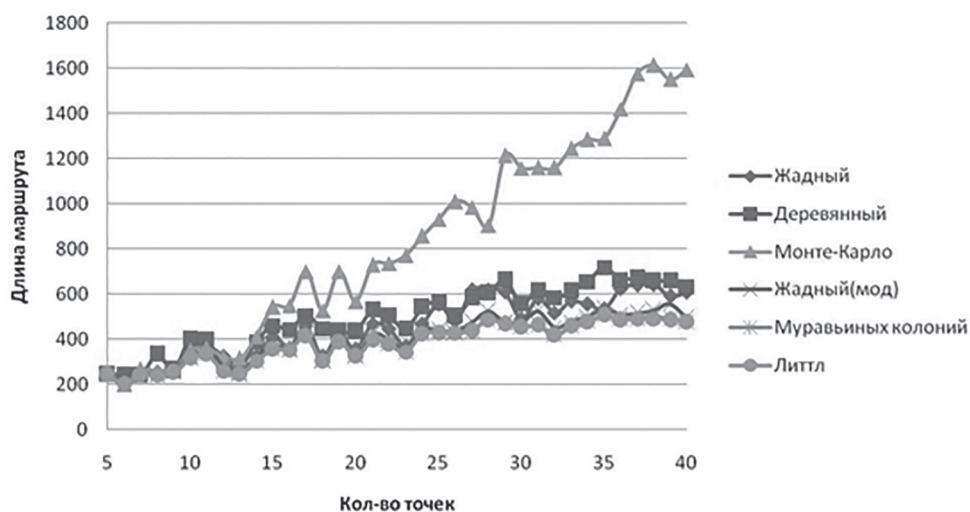


Рис. 1. Результаты моделирования работы алгоритмов

При этом время на решение задачи с помощью алгоритмов Литтла и муравьиных колоний значительно больше по сравнению со временем расчета уже перечисленных алгоритмов; в частности по алгоритму муравьиных колоний для 40 вершин оно составляет почти 0,023 с. Но по сути дела эти временные показатели также незначительные, т.к. не превышают даже 1 с. Поэтому, если количество вершин (точек) маршрута невелико (менее 15) и вычислительные мощности ограничены и оптимальность решения не очень критична, то рекомендуется использовать модифицированную версию жадного алгоритма. В том случае когда, вычислительные ресурсы не ограничены, количество вершин (точек, которые необходимо пройти при выполнении маршрута) значительно (выше 15), то для решения задачи лучше использовать алгоритм Литтла или алгоритм муравьиных колоний.

Кроме того, применение алгоритмов Литтла и муравьиных колоний не требует дальнейшего улучшения полученных с помощью этих алгоритмов маршрутов. Следовательно, для решения задачи оптимизации перемещений автомобильного транспорта при участии его в производственном процессе крупных машиностроительных предприятий необходимо использовать либо алгоритм Литтла, либо алгоритм муравьиных колоний. Кратко опишем их.

Алгоритм Литтла [18, 19], основан на методе ветвей и границ и строит дерево решений для перебора вариантов маршрута (циклов

обхода) с отсечением. Отсекаются такие частично построенные маршруты, у которых оценка снизу длины маршрута больше или равна длине ранее построенного полного наилучшего маршрута. При построении оценки снизу на каждом этапе работы алгоритма матрица расстояний подвергается такому преобразованию с трудоемкостью порядка $O(n^2)$, чтобы в каждой ее строке и каждом столбце появился хотя бы один нуль. Более точную оценку снизу можно получать, решая задачу о назначениях на матрице расстояний за время $O(n^3)$, при этом улучшается эффективность отсечений в дереве решений.

Одним из методов искусственного интеллекта является алгоритм муравьиных колоний (муравьиный алгоритм) Марко Дориго [10]. Основная идея алгоритма подсмотрена в природе и имитирует движение колонии муравьев. По форме этот алгоритм похож на жадный и в некоторой степени является его обобщением. Если в алгоритме ближайшего соседа выбор дальнейшего пути производится исходя из минимального расстояния до очередной вершины, то здесь выбором управляет случайная функция, направляющая движение от текущего положения с большей вероятностью в вершину j , в которой наибольшее значение некоторой функции (где i – номер вершины, в которой производится выбор, k – номер муравья, движущегося по дугам графа). Во время движения создается список пройденных вершин, что позволяет избежать преждевременного заикливания. В [10] при-

ведена функция, управляющая переходом из данной вершины i в вершину j :

$$P_{ij,k} = \frac{\tau_{ij}^{\alpha} \eta_{ij}^{\beta}}{\sum_m \tau_{im}^{\alpha} \eta_{im}^{\beta}}, \quad (5)$$

где τ_{ij} – количество феромона (pheromon), оставленного муравьями на дуге $[i, j]$; η_{ij} – величина, обратная весу (длине) дуги $[i, j]$; α, β – эмпирические коэффициенты. Функция $P_{ij,k}$ подсказывает муравью номер вершины j , в которую он должен направиться. В знаменателе стоит нормирующий коэффициент – такой, что $0 \leq P_{ij,k} \leq 1$. Индекс m в сумме пробегает по всем непройденным вершинам, смежным с i .

В реальности муравей оставляет след (феромон) во время прохождения пути, и чем чаще он возвращается в исходную точку (а это возможно, если он выбирает оптимальные пути), тем четче след. В математической же модели функция τ_{ij} увеличивается только по завершении маршрута на величину, обратно пропорциональную длине маршрута. При $\alpha = 0$ алгоритм совпадает с жадным алгоритмом – муравей руководствуется только длиной пути. При $\beta = 0$ основой для выбора пути является только опыт (количество феромона, или «глубина следа») предыдущих муравьев-исследователей. Важно отметить еще одно отличие от жадного алгоритма. Выбор пути производится не по максимуму функции $P_{ij,k}$, а случайным образом, но на случай, конечно, влияет значение $P_{ij,k}$.

Приведем постановку задачи оптимизации перемещений автомобильного транспорта при участии его в производственном процессе крупных машиностроительных предприятий.

Постановка задачи. Автомобилю для обеспечения технологических процессов изготовления изделий требуется перевезти заготовки (полуфабрикаты), последовательно заезжая в различные цехи предприятия. Он должен начать работу со склада, затем заехать по одному разу в n цехов в любом порядке и вернуться на склад. Координаты цехов (расстояния между ними) известны. Требуется определить порядок объезда цехов, чтобы замкнутый маршрут перемещения автомобиля по территории предприятия был кратчайшим.

Математическая постановка задачи описывается формулами (1)–(4).

Предлагаемая процедура расчетов включает следующие шаги решения задачи.

Ввод исходных данных в виде координат цехов и склада.

Выбор метода (алгоритма) решения задачи.

Определение маршрута с помощью выбранного метода и расчет длины маршрута.

Вывод схемы маршрута.

Построение графика результатов моделирования.

Результаты

В качестве примера рассмотрен случай транспортировки автомобилем заготовок для 11 цехов ОАО ХК «Коломенский завод» со склада заготовок и полуфабрикатов ($n = 1$ – начало маршрута). Координаты всех цехов и склада известны, что позволяет разработанной программе «Задача коммивояжера» вычислить матрицу расстояний между ними. Требуется определить кратчайший маршрут для перемещения автомобиля.

При расчетах использовалась разработанная на языке Паскаль в программной среде Delphi 7 компьютерная программа «Задача коммивояжера».

В результате расчетов с помощью алгоритма Литтла получен следующий кратчайший маршрут: 1–3–5–6–7–11–12–10–8–9–4–2–1; длина маршрута – 3024 м.

Как указывалось ранее, применение алгоритма Литтла не требует дальнейшего улучшения маршрута. Схема маршрута, полученная на основе алгоритма Литтла, представлена на рисунке 2. При этом общая протяженность маршрута составила около 3024 м.

Заключение

На основе методов жадного, жадного модифицированного, деревянного, Монте-Карло, муравьиных колоний, Литтла разработаны алгоритм и компьютерная программа «Задача коммивояжера» для решения задачи оптимизации перемещений автомобильного транспорта при участии его в производственном процессе крупных машиностроительных предприятий. При этом для решения указанной задачи рекомендуется использовать алгоритм Литтла или алгоритм муравьиных колоний.

Предлагаемый подход к решению задачи оптимизации перемещений автомобильного транспорта при участии его в производственном процессе крупных машиностроительных предприятий позволяет сократить время на транспортировку заготовок, полуфабрикатов и готовых изделий между цехами и складами предприятий, т.е. сократить время на вспомога-

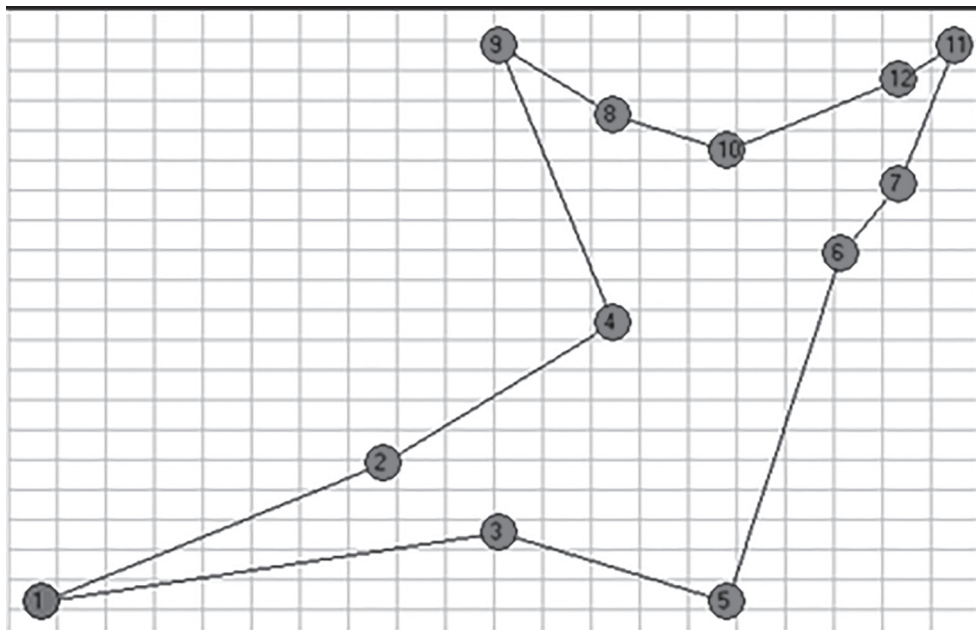


Рис. 2. Схема маршрута, полученная на основе алгоритма Литтла

тельные операции, и, как следствие, повысить производительность и снизить себестоимость выпускаемой продукции. Кроме того, сокращение маршрута перемещений автомобильного транспорта снижает эксплуатационные затраты на содержание автомобилей (снижение расхода топливно-смазочных материалов, уменьшение пробега автомобиля за смену и т.п.).

Литература

1. Схиртладзе А.Г., Воронов В.Н., Борискин В.П. Автоматизация производственных процессов в машиностроении: учебник / А.Г. Схиртладзе, В.Н. Воронов, В. П. Борискин. Старый Оскол: ТНТ. 2013. 600 с.
2. Автоматизация производственных процессов в машиностроении: Учеб. пособие / Под ред. Н.М. Капустина. М.: Машиностроение. 2007.
3. Волчеквич Л.И. Автоматизация производственных процессов: Учеб. пособие. М.: Машиностроение. 2005. 380 с.
4. Романов П.С. Автоматизация производственных процессов в машиностроении. Часть 1. Производственные процессы и их автоматизация. Учебное пособие. Коломна: КИ (ф) МГМУ (МАМИ). 2014. 118 с.
5. Романов П.С. Автоматизация производственных процессов в машиностроении. Часть 3. Проектирование автоматизированных процессов изготовления деталей. Комплексная автоматизация. Учебное пособие. Коломна: КИ (ф) МГОУ. 2009. 152 с.
6. Сайт <http://www.kolomnadiesel.com/about/production>.
7. Логистика и управление цепями поставок. Теория и практика. Основы логистики: учебник / под ред. Б. А. Аникина и Т. А. Родкиной. М.: Проспект. 2013. 344 с.
8. Маркова Е.В., Лисенков А.Н. Комбинаторные планы в задачах многофакторного эксперимента. М.: Наука. 1979. 345 с.
9. Таха, Хемди А. Введение в исследование операций, 7-е издание: Пер. с англ. М.: Издательский дом "Вильямс". 2005. 912 с.
10. М. Тим Джонс. Программирование искусственного интеллекта в приложениях. М.: ДМК Пресс. 2004. 312 с.
11. Романов П.С., Романова И.П., Каменский И.А. Выбор метода решения задачи коммивояжера для определения оптимальной траектории перемещения инструмента // Комплексные проблемы развития науки, образования и экономики региона: Научно-практический журнал Коломенского института (филиала) МГМУ (МАМИ). 2014. № 2(5). С. 71–81.
12. Романова И.П., Романов П.С. Математическое моделирование процессов в машиностроении. Часть 1. Математические модели и методы в машиностроении: учебное пособие / И.П. Романова, П.С. Романов; под общ. ред. Романова П.С. Коломна: КИ (ф) МГМУ (МАМИ). 2014. 124 с.
13. Романова И.П., Романов П.С. Математическое моделирование процессов в машиностроении. Часть 2. Оптимизационные методы в машиностроении: учебное пособие / И.П. Романова, П.С.

Романов; под общ. ред. Романова П.С. Коломна: КИ (ф) МГМУ (МАМИ). 2015. 64 с.

14. Романов П.С., Романова И.П. Математическое моделирование процессов в машиностроении. Часть 1. Математические модели и методы в машиностроении: учебное пособие (лабораторный практикум) / П.С. Романов, И.П. Романова; под общ. ред. Романова П.С. Коломна: КИ (ф) МГМУ (МАМИ). 2015. 54 с.
15. Романов П.С., Романова И.П. Математическое моделирование процессов в машиностроении. Часть 2. Оптимизационные методы в машиностроении: учебное пособие (лабораторный практикум) / П.С. Романов, И.П. Романова; под общ. ред. Романова П.С. Коломна: КИ (ф) МГМУ (МАМИ). 2015. 136 с.
16. Кафиев И.Р., Романов П.С., Романова И.П. Определение оптимального маршрута перемещения группы эксплуатации и ремонта при проведении планового осмотра трансформаторных подстанций в сельской местности // В сборнике: «Актуальные проблемы экономики труда в сельском хозяйстве». Материалы международной научно-практической конференции. Министерство сельского хозяйства Российской Федерации, Башкирский государственный аграрный университет, Кафедра организации и менеджмента; редкол.: А.Р. Кузнецова, В.А. Ковшов. 2014. С. 186–199.
17. Кафиев И.Р., Романов П.С., Романова И.П. Определение оптимального маршрута перемещения группы эксплуатации и ремонта при проведении планового осмотра трансформаторных подстанций в сельской местности // Российский электронный научный журнал. 2014. № 8. С. 54–66.
18. Рейнгольд Э., Нивергельт Ю., Део Н. Комбинаторные алгоритмы. Теория и практика: пер. с англ. М.: Мир. 1980. 478 с.
19. Little J. D. C., Murty K. G., Sweeney D. W., and Karel C. An algorithm for the Traveling Salesman Problem // Operations Research. 1963. No 11, pp. 972–989.
20. Romanov P.S., Romanova I.P. Matematicheskoe modelirovaniye protsessov v mashinostroyeniye. Chast' 1. Matematicheskiye modeli i metody v mashinostroyeniye [Automation of manufacturing processes in mechanical engineering]. Staryy Oskol. TNT Publ. 2013. 600 p.
21. Romanov P.S., Romanova I.P. Matematicheskoe modelirovaniye protsessov v mashinostroyeniye. Chast' 2. Optimizatsionnyye metody v mashinostroyeniye [Automation of manufacturing processes in mechanical engineering]. Pod red. N.M. Kapustina. Moscow. Mashinostroyeniye Publ. 2007.
22. Romanov P.S., Romanova I.P. Matematicheskoe modelirovaniye protsessov v mashinostroyeniye. Chast' 3. Proektirovaniye avtomatizirovannykh protsessov izgotovleniya detaley. Kompleksnaya avtomatizatsiya [Automation of production processes in industry. Part 3: Design of automated processes of manufacturing parts. Integrated automation. Textbook]. Kolomna. KI (f) MGOU Publ. 2009. 152 p.
23. <http://www.kolomnadiesel.com/about/production>.
24. Logistika i upravlenie tsepyami postavok. Teoriya i praktika. Osnovy logistiki [Logistics and Supply Chain Management. Theory and practice. Fundamentals of Logistics: Textbook]. Pod red. B.A. Anikina i T.A. Rodkinoy. Moscow. Prospekt Publ. 2013. 344 p.
25. Markova E.V., Lisenkov A.N. Kombinatornyye plany v zadachakh mnogofaktornogo eksperimenta [Combinatorial plans in multivariate experiment problems]. Moscow. Nauka Publ. 1979. 345 p.
26. Takha, Khemdi A. Vvedenie v issledovanie operatsiy [Introduction to operations research]. 7-e izdanie. Per. s angl. Moscow. Izdatel'skiy dom "Vil'yame" Publ. 2005. 912 p.
27. Tim Dzhons. Programmirovaniye iskusstvennogo intellekta v prilozheniyakh [Programming artificial intellect in applications]. Moscow. DMK Press Publ. 2004. 312 p.
28. Romanov P.S., Romanova I.P., Kamenskiy I.A. Selecting a method for solving the traveling salesman problem to determine the optimal tool path. Kompleksnyye problemy razvitiya nauki, obrazovaniya i ekonomiki regiona. Nauchno-prakticheskiy zhurnal [Complex problems of development of science, education and economy of the region: Scientific journal] Kolomenskogo instituta (filiala) MGMU (MAMI) Publ. 2014. No 2(5), pp. 71–81.
29. Romanova I.P., Romanov P.S. Matematicheskoe modelirovaniye protsessov v mashinostroyeniye. Chast' 1. Matematicheskiye modeli i metody v mashinostroyeniye [Mathematical modeling of processes in mechanical engineering. Part 1. Mathematical models and methods in mechanical engineering:

References

1. Skhirtladze A.G., Voronov V.N., Boriskin V.P. Avtomatizatsiya proizvodstvennykh protsessov v mashinostroyeniye [Automation of manufacturing processes in mechanical engineering]. Staryy Oskol. TNT Publ. 2013. 600 p.
2. Avtomatizatsiya proizvodstvennykh protsessov v mashinostroyeniye [Automation of manufacturing processes in mechanical engineering]. Pod red. N.M. Kapustina. Moscow. Mashinostroyeniye Publ. 2007.
3. Volchkevich L.I. Avtomatizatsiya proizvodstvennykh protsessov [Automation of manufacturing processes]. Moscow. Mashinostroyeniye Publ. 2005. 380 p.
4. Romanov P.S. Avtomatizatsiya proizvodstvennykh protsessov v mashinostroyeniye. Chast' 1. Proizvodstvennyye protsessy i ikh avtomatizatsiya [Automation of manufacturing processes in mechanical engineering Part 1. Manufacturing processes and its automation]. Kolomna. KI (f) MGMU (MAMI) Publ. 2014. 118 p.
5. Romanov P.S. Avtomatizatsiya proizvodstvennykh protsessov v mashinostroyeniye. Chast' 3. Proektirovaniye avtomatizirovannykh protsessov izgotovleniya detaley. Kompleksnaya avtomatizatsiya [Automation of production processes in industry. Part 3: Design of automated processes of manufacturing parts. Integrated automation. Textbook]. Kolomna. KI (f) MGOU Publ. 2009. 152 p.
6. <http://www.kolomnadiesel.com/about/production>.
7. Logistika i upravlenie tsepyami postavok. Teoriya i praktika. Osnovy logistiki [Logistics and Supply Chain Management. Theory and practice. Fundamentals of Logistics: Textbook]. Pod red. B.A. Anikina i T.A. Rodkinoy. Moscow. Prospekt Publ. 2013. 344 p.
8. Markova E.V., Lisenkov A.N. Kombinatornyye plany v zadachakh mnogofaktornogo eksperimenta [Combinatorial plans in multivariate experiment problems]. Moscow. Nauka Publ. 1979. 345 p.
9. Takha, Khemdi A. Vvedenie v issledovanie operatsiy [Introduction to operations research]. 7-e izdanie. Per. s angl. Moscow. Izdatel'skiy dom "Vil'yame" Publ. 2005. 912 p.
10. Tim Dzhons. Programmirovaniye iskusstvennogo intellekta v prilozheniyakh [Programming artificial intellect in applications]. Moscow. DMK Press Publ. 2004. 312 p.
11. Romanov P.S., Romanova I.P., Kamenskiy I.A. Selecting a method for solving the traveling salesman problem to determine the optimal tool path. Kompleksnyye problemy razvitiya nauki, obrazovaniya i ekonomiki regiona. Nauchno-prakticheskiy zhurnal [Complex problems of development of science, education and economy of the region: Scientific journal] Kolomenskogo instituta (filiala) MGMU (MAMI) Publ. 2014. No 2(5), pp. 71–81.
12. Romanova I.P., Romanov P.S. Matematicheskoe modelirovaniye protsessov v mashinostroyeniye. Chast' 1. Matematicheskiye modeli i metody v mashinostroyeniye [Mathematical modeling of processes in mechanical engineering. Part 1. Mathematical models and methods in mechanical engineering:

- textbook]. Pod obshch. red. Romanova P.S. Kolomna. KI (f) MG MU (MAMI) Publ. 2014. 124 p.
13. Romanova I.P., Romanov P.S. Matematicheskoe modelirovanie protsessov v mashinostroenii. Chast' 2. Optimizatsionnye metody v mashinostroenii [Mathematical modeling of processes in mechanical engineering. Part 2. Optimization methods in engineering: textbook]. Pod obshch. red. Romanova P.S. Kolomna. KI (f) MG MU (MAMI) Publ. 2015. 64 p.
14. Romanov P.S., Romanova I.P. Matematicheskoe modelirovanie protsessov v mashinostroenii. Chast' 1. Matematicheskie modeli i metody v mashinostroenii [Mathematical modeling of processes in mechanical engineering. Part 1 Mathematical models and methods in mechanical engineering: textbook]. Pod obshch. red. Romanova P.S. Kolomna. KI (f) MG MU (MAMI) Publ. 2015. 54 p.
15. Romanov P.S., Romanova I.P. Matematicheskoe modelirovanie protsessov v mashinostroenii. Chast' 2. Optimizatsionnye metody v mashinostroenii [Mathematical modeling of processes in mechanical engineering. Part 2 Optimization methods in engineering: textbook]. Pod obshch. red. Romanova P.S. Kolomna. KI (f) MG MU (MAMI) Publ. 2015. 136 p.
16. Kafiev I.R., Romanov P.S., Romanova I.P. Determining the optimal route of moving the group operation and maintenance during a scheduled inspection of transformer substations in the countryside. V sb. «Aktual'nye problemy ekonomiki truda v sel'skom khozyaystve». Materialy mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii. Ministerstvo sel'skogo khozyaystva Rossiyskoy Federatsii, Bashkirskiy gosudarstvennyy agrarnyy universitet, Kafedra organizatsii i menedzhmenta; redkol. A.R. Kuznetsova, V.A. Kovshov [In the collection «Actual problems of agriculture labor economy.» Proceedings of the international scientific-practical conference. The Ministry of Agriculture of the Russian Federation, the Bashkir State Agrarian University, Department of Organization and Management]. 2014, pp. 186–199.
17. Kafiev I.R., Romanov P.S., Romanova I.P. Determining the optimal route of moving the group operation and maintenance during a scheduled inspection of transformer substations in the countryside.. Rossiyskiy elektronnyy nauchnyy zhurnal [Russian electronic scientific journal]. 2014. No 8, pp. 54–66.
18. Reyngol'd E., Nivergel't Yu., Deo N. Kombinatornye algoritmy. Teoriya i praktika [Combinatorial algorithms. Theory and practice]. Per. s angl. Moscow. Mir Publ. 1980. 478 p.
19. Little J.D.C., Murty K.G., Sweeney D.W., and Karel C. An algorithm for the Traveling Salesman Problem // Operations Research. 1963. No 11. pp. 972–989.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ СИСТЕМ ВОЗБУЖДЕНИЯ ТРАКТОРНЫХ ГЕНЕРАТОРОВ

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE ENERGY CAPACITY OF THE EXCITATION SYSTEM OF THE TRACTOR GENERATORS

А.Е. ЧЕРНОВ¹, к.т.н.

А.В. АКИМОВ², к.т.н.

¹ ФГБОУ ВО Научно-исследовательский университет
МЭИ

² ФГБОУ ВО Московский политехнический университет,
alexzander_66@mail.ru

A.E. CHERNOV¹, PhD in Engineering

A.V. AKIMOV², PhD in Engineering

¹ National Research University "Moscow Power Engineering
Institute", Moscow, Russia

² Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia,
alexzander_66@mail.ru

В статье рассмотрена методика сравнения роторов принципиально различных типов электромашинных преобразователей, а именно генераторов с электромагнитным возбуждением и магнетоэлектрических генераторов. При всех вариантах сравнительного анализа возникает необходимость в сопоставлении энергетических возможностей электрических машин, выполненных с различными по устройству элементами системы возбуждения (постоянными магнитами, катушки возбуждения), что в принципе невозможно осуществить без знания и сопоставления магнитных и энергетических характеристик индукторов генераторов. С целью унификации содержания и хода расчетных исследований по определению электромагнитных параметров генераторов с различными системами возбуждения и получения на этой основе наглядных представлений об их достоинствах и недостатках целесообразно представить используемые при расчетах генераторов характеристики постоянных магнитов и электромагнитов в виде одинаковых по форме и содержанию аналитических или графических зависимостей.

Речь идет прежде всего о зависимостях магнитных потоков в расчетных сечениях элементов систем возбуждения (в нейтральном их сечении $\Phi_{эм}$ и Φ_m от МДС элементов системы возбуждения $F_{эм}$ и Φ_m).

Наиболее просто эта задача решается приведением магнитных характеристик электромагнитов к такому же виду и с использованием тех же параметров и понятий, что и магнитные характеристики постоянных магнитов. В результате проведенных исследований установлено, что широко используемые в автотрак-торном электрооборудовании постоянные магниты-ферриты, изготавливаемые методом порошковой металлургии из смеси измельченных окислов железа и стронция, в следствии относительно низкого уровня магнитной энергии и низких значений остаточной индукции не в состоянии обеспечить такой же уровень магнитных свойств индукторов, которым обладают индукторы генераторов с электромагнитным возбуждением, а следовательно, их применение в автотракторных генераторах следует считать нецелесообразным.

Ключевые слова: постоянный магнит, электромагнитная система, электромагнит, размагничивание материала, кривая размагничивания, кривая возврата, эквивалентный магнит, графический метод

The paper describes the technique of comparing fundamentally different types of transverters rotors, namely generators with electromagnetic excitation and magnetolectric generators.

In all embodiments of the comparative analysis it is necessary to compare power capabilities of electrical machines made with different devices in excitation system (permanent magnets, excitation coils), which in principle cannot be implemented without knowing and comparing the magnetic characteristics of the power generators and inductors. To unify the content and progress of computational studies on determination of electromagnetic parameters of generators with different excitation systems and gaining on this basis visual representations of its advantages and disadvantages it is advisable to represent used in the calculations of generators characteristics of permanent magnets and electromagnets in the form of identical form and content analytic or graphic dependencies.

This is about the dependence of the magnetic flows in calculated sections of the element excitation systems (in their neutral section $\Phi_{эм}$ and Φ_m from magnetomotive force of excitation system $F_{эм}$ и Φ_m).

Most simply this problem is solved by bringing the magnetic characteristics of the electromagnets to the same form and with the same parameters and concepts as the magnetic characteristics of the permanent magnets.

As a result of researches it is established that widely used in automobile and tractor electrical equipment permanent magnets-ferrites fabricated by powder metallurgy from a mixture of crushed iron oxide and strontium owing to the relatively low level of magnetic energy and low values of residual induction is unable to provide the same level of magnetic properties of the inductors that have the inductors of the generators with electromagnetic excitation, and therefore, their use in automotive generators should be considered inappropriate.

Keywords: permanent magnet, electromagnetic system, electromagnet, demagnetization of the material, demagnetization curve, curve of return, equivalent magnet, graphic method.

В настоящее время в электроэнергетических установках отечественных и зарубежных автомобилей в качестве источников электроэнергии используются преимущественно альтернативные генераторы, имеющие электромагнитное возбуждение.

Эти альтернативные генераторы обладают способностью глубокого регулирования потокосцепления обмоток якоря и обеспечением за счет этого постоянства напряжения в широком диапазоне изменения нагрузки и частот вращения приводного двигателя и вполне приемлемые эксплуатационные качества, в частности вполне приемлемый на данном этапе срок службы. Тем не менее, несмотря на очевидные преимущества перед генераторами с возбуждением от постоянных магнитов, не имеют достаточных оснований для рассмотрения их в качестве безальтернативного варианта исполнения электромашинных генераторов для систем электроснабжения автомобилей и других транспортных средств. Основанием для такого заключения являются недостатки этих генераторов, обусловленные применением в их конструкции скользящих контактов и крайне ненадежное самовозбуждение при их одиночной работе (при отсутствии в системе электроснабжения аккумуляторной батареи). Последний недостаток особенно ощутим в случае изготовления магнитопровода из высококачественных магнитомягких материалов с высокой магнитной проницаемостью и узкой петлей гистерезиса.

Генераторы с возбуждением от постоянных магнитов свободны от перечисленных недостатков. Они бесконтактны, а реализованный в них способ создания магнитного поля не требует затрат электроэнергии. Эти электрические машины более мобильны в отношении выхода их на режим. Что же касается регулирования напряжения, то применительно к ним разработан и опробован ряд способов его стабилизации, а опыт эксплуатации генераторов с возбуждением от постоянных магнитов в различного рода автономных электроэнергетических установках, в том числе и автотракторных, доказывает, что применение постоянных магнитов не является непреодолимым препятствием для получения электроэнергии высокого качества.

Приведенные качественные характеристики генераторов с электромагнитным возбуждением и возбуждением от постоянных магнитов играют существенную роль при выборе системы возбуждения генератора для конкретных

условий применения. Однако каждая из них или их совокупность могут стать определяющими лишь после сопоставления массогабаритных и энергетических показателей самих генераторов или построенных на их основе систем генерирования электроэнергии, включающих в себя помимо генераторов устройства обеспечения качества электроэнергии (применительно к автотракторным системам – регулятора или стабилизатора напряжения).

При всех вариантах сравнительного анализа возникает необходимость в сопоставлении энергетических возможностей электрических машин, выполненных с различными по устройству элементами системы возбуждения (постоянными магнитами, катушки возбуждения), что в принципе невозможно осуществить без знания и сопоставления магнитных и энергетических характеристик индукторов генераторов. С целью унификации содержания и хода расчетных исследований по определению электромагнитных параметров генераторов с различными системами возбуждения и получения на этой основе наглядных представлений об их достоинствах и недостатках целесообразно представить используемые при расчетах генераторов характеристики постоянных магнитов и электромагнитов в виде одинаковых по форме и содержанию аналитических или графических зависимостей.

Речь идет прежде всего о зависимостях магнитных потоков в расчетных сечениях элементов систем возбуждения (в нейтральном их сечении $\Phi_{\text{э.м}}$ и $\Phi_{\text{м}}$ от МДС элементов системы возбуждения $F_{\text{э.м}}$ и $\Phi_{\text{м}}$).

Наиболее просто эта задача решается приведением магнитных характеристик электромагнитов к такому же виду и с использованием тех же параметров и понятий, что и магнитные характеристики постоянных магнитов [1, 2].

Представление в указанном виде рабочих характеристик электромагнитов $\Phi_{\text{э.м}}$ ($F_{\text{э.м}}$) удобно в том отношении, что позволяет оценить энергетические возможности конкретных преобразователей в случае, например, замены в них электромагнитов (если в преобразователе используется электромагнитное возбуждение) на постоянные магниты и, наоборот, в случае замены постоянных магнитов в преобразователях с магнитоэлектрическим возбуждением – на электромагниты при сохранении объема индуктора. Это же обстоятельство позволяет решить и другую достаточно важную с теоретической и практической точки зрения

задачу: определение кривой размагничивания сплава постоянного магнита, в случае замены которым обмотки возбуждения сохранилась бы та же характеристика $\Phi_{\text{э.м}}(F_{\text{э.м}})$. реализация этой процедуры позволяет в ходе выполнения расчетов магнитной цепи рассматривать электромагнит как некоторый выполненный из определенного сплава постоянный магнит и тем самым обеспечивает возможность создания унифицированных методик расчета индукторов электрических машин.

Ниже излагается методика построения рабочей характеристики электромагнита и поиска кривой размагничивания сплава постоянного магнита, способного обеспечить такую же характеристику, т.е. по существу методика поиска постоянного магнита, эквивалентного по своим магнитным свойствам конкретному электромагниту.

При расчете генератора с возбуждением от постоянных магнитов используется пересчитанная с учетом размеров постоянных магнитов и построенная в координатах $(\Phi_{\text{м}}, F_{\text{м}})$

спинка кривой размагничивания материала постоянного магнита (см. рис. 1), уравнение прямой магнитного возврата КМ и зависимость магнитного потока рассеяния постоянного магнита $\Phi_{\text{см}}$ от МДС $F_{\text{м}}$ на его концах. С учетом принятых обозначений магнитных величин эти зависимости имеют вид:

$$\Phi_{\text{м}} = \Phi_{\text{м}}(F_{\text{м}}); \tag{1}$$

$$\Phi_{\text{м}} = (F_{\text{ф}} - F_{\text{м}}) \cdot \text{tg}\beta'; \tag{2}$$

$$\Phi_{\text{см}} = F_{\text{м}} \cdot \Delta_{\text{см}}, \tag{3}$$

где $F_{\text{ф}}$ – фиктивная МДС постоянного магнита (координата точки пересечения прямой магнитного возврата с осью $F_{\text{м}}$); $h_{\text{м}}$ – высота постоянного магнита; β' – угол наклона прямой магнитного возврата, построенной в координатах $(\Phi_{\text{м}}; F_{\text{м}})$ к оси $F_{\text{м}}$, равен:

$$\beta' = \arctg\left(\frac{S_{\text{м}}}{h} \cdot \text{tg}\beta\right),$$

$S_{\text{м}}$ – площадь нейтрального сечения постоянного магнита; β – угол наклона прямой магнитного возврата, построенной в координатах $(B_{\text{м}}; H_{\text{м}})$ к оси $H_{\text{м}}$ (проницаемость сплава постоянного магнита).

Уравнения (1)–(3) совместно с уравнениями внешней магнитной цепи, составленными применительно к различным режимам работы разрабатываемых или исследуемых магнитоэлектрических машин (холостому ходу, короткому замыканию, номинальному режиму и др.), обеспечивают возможность решения всех вопросов, связанных с определением электромагнитных параметров, расчетами и построениями их рабочих характеристик [3].

Аналогичные уравнения можно составить и применительно к электромагнитам, если привести их параметры и характеристики к параметрам и характеристикам постоянных магнитов, эквивалентных им с точки зрения результатов взаимодействия с внешней магнитной цепью. Значения коэффициентов приведения параметров электромагнитов к параметрам эквивалентных магнитов определяются из условий равенства магнитных потоков в их нейтральных сечениях ($\Phi_{\text{э.м}}$ и $\Phi_{\text{м.э}}$) и МДС на концах:

$$\Phi_{\text{э.м}} = \Phi_{\text{м.э}}; \tag{4}$$

$$F_{\text{э.м}} = F_{\text{м.э}}. \tag{5}$$

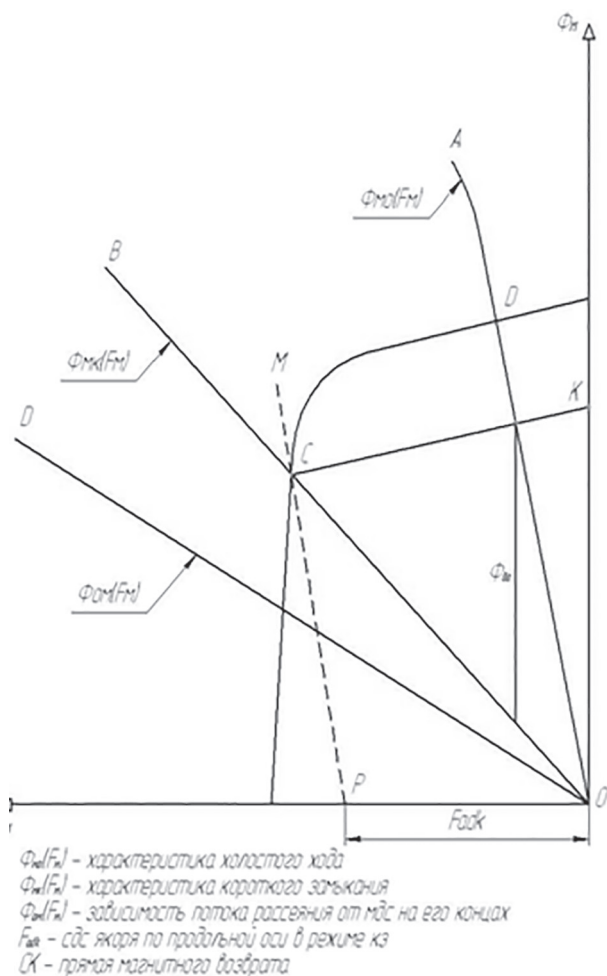


Рис. 1. Диаграмма магнита

Представив $\Phi_{\text{э.м}}$ и $\Phi_{\text{м.э}}$ в (5) через соответствующие им значения магнитных индукций:

$$\Phi_{\text{э.м}} = B_{\text{э.м}} \cdot S_{\text{э.м}}; \Phi_{\text{м.э}} = B_{\text{м.э}} \cdot S_{\text{м.э}},$$

а МДС $F_{\text{э.м}}$ и $F_{\text{м.э}}$ – через напряженность магнитного поля соответственно в сердечнике электромагнита и в «материале» эквивалентного ему по магнитным свойствам постоянного магнита:

$$F_{\text{э.м}} = I_{\text{о.в}} \cdot w_{\text{о.в}} - H_{\text{э.м}} \cdot h_{\text{э.м}};$$

$$F_{\text{м.э}} = H_{\text{м.э}} \cdot h_{\text{м.э}},$$

получим:

$$B_{\text{м.э}} = K_{\text{в}} \cdot B_{\text{э.м}}; \quad (6)$$

$$H_{\text{м.э}} = H_{\text{с.м.э}} - \frac{H_{\text{э.м}}}{h_{\text{м.э}}^*}, \quad (7)$$

где $B_{\text{м.э}}$, $H_{\text{м.э}}$ – магнитная индукция и напряженность магнитного поля в нейтральном сечении эквивалентного постоянного магнита; $H_{\text{э.м}}$ – напряженность магнитного поля в сердечнике электромагнита; $h_{\text{м.э}}^*$ – относительная высота эквивалентного магнита (относительное значение средней силовой линии в нем), $h_{\text{м.э}}^* = \frac{h_{\text{м.э}}}{h_{\text{э.м}}}$; $h_{\text{э.м}}$ – средняя длина силовой линии магнитного поля в эквивалентном магните; $H_{\text{с.м.э}}$ – условная коэрцитивная сила эквивалентного магнита, $H_{\text{с.м.э}} = \frac{I_{\text{о.в}} \cdot w_{\text{о.в}}}{h_{\text{м.э}}}$; $I_{\text{о.в}}$, $w_{\text{о.в}}$ – МДС обмотки возбуждения; $K_{\text{в}}$ – коэффициент приведения магнитной индукции в сердечнике электромагнита к значению индукции в нейтральном сечении эквивалентного магнита $K_{\text{в}} = \frac{S_{\text{э.м}}}{S_{\text{м.э}}}$; $S_{\text{э.м}}$ – площадь сечения сердечника электромагнита (втулки); $S_{\text{м.э}}$ – площадь сечения нейтрального сечения эквивалентного магнита.

Для получения однозначного соответствия между параметрами электромагнитов и эквивалентных им по магнитным свойствам постоянных магнитов значения коэффициента приведения по индукции $K_{\text{в}}$ и относительной длины $h_{\text{м.э}}^*$ следует определять, предполагая, что постоянные магниты располагаются в тех же областях индуктора, что и электромагниты, и имеют, одинаковые с последним размеры. При таких условиях под эквивалентными магнитами когтеобразных индукторов (именно о них пойдет речь в дальнейшем) следует подраз-

умевать постоянные магниты цилиндрической формы с осевой длиной, равной осевой длине катушки возбуждения и наружным диаметром $D_{\text{м.э.н}}$, равным наружному диаметру обмотки возбуждения (рис. 2) и внутренними диаметрами $D_{\text{м.э.в}}$, $D_{\text{м.э.н}} = D_{\text{о.в.н}}$, значения которых могут быть любыми, не выходящими за пределы $D_{\text{в}} > D_{\text{м.э}} < D_{\text{обв}}$.

С точки зрения проектирования генераторов наибольший интерес представляют эквивалентные магниты с внутренними диаметрами, равными диаметру вала $D_{\text{в}}$ и внутреннему диаметру обмотки возбуждения $D_{\text{обв}}$ (наружному диаметру втулки – сердечника электромагнита).

Представляют интерес также магниты, имеющие форму и размеры втулки электромагнита. Применительно к ним $h_{\text{м.э}}^* = 1$, $K_{\text{в}} = 1$ и согласно (6) $B_{\text{м.э}} = B_{\text{э.м}}$. Последний вариант выполнения эквивалентного магнита примечателен тем, что в случае реализации для достижения тех же магнитных свойств, что и у электромагнита, постоянный магнит по сравнению с магнитами с большими внутренними диаметрами имеет более высокие значения магнитной индукции $B_{\text{м.э}}$, включая остаточную его индукцию $Br_{\text{м.э}}$. $Br_{\text{м.э}} = Br_{\text{э.м}}$.

При внутреннем диаметре магнита, равном диаметру вала

$$h_{\text{м.э}} = h_{\text{э.м}}, K_{\text{в}} = \frac{D_{\text{о.в.в}} - D_{\text{в}}}{D_{\text{о.в.н}} - D_{\text{о.в.в}}}, h_{\text{м.э}}^* = h_{\text{э.м}}^* = 1.$$

Решив (6) и (7) совместно с уравнением кривой намагничивания $B_{\text{э.м}}(H_{\text{э.м}})$ стали сердечника электромагнита (втулки), получим урав-

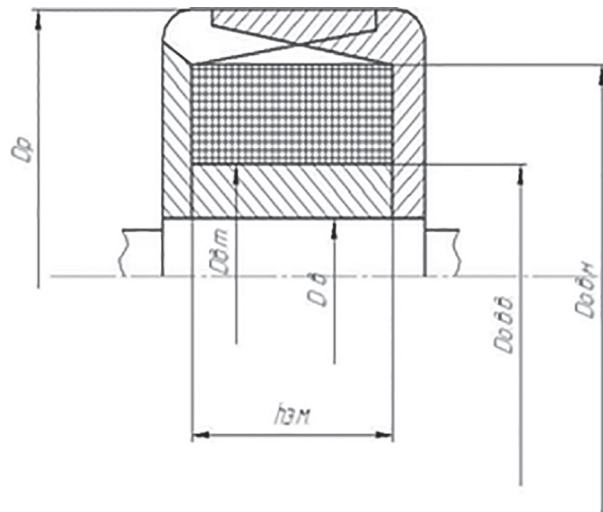


Рис. 2. Эскиз индуктора автомобильного генератора с когтеобразным индуктором

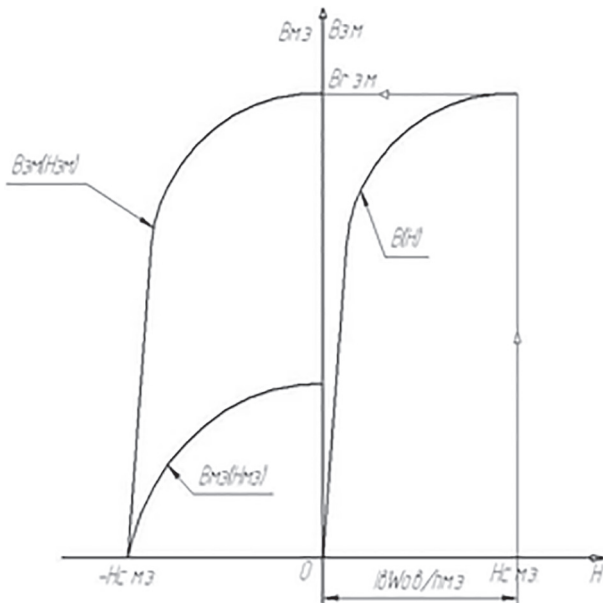


Рис. 3. Построение характеристики магнита эквивалентного электромагниту

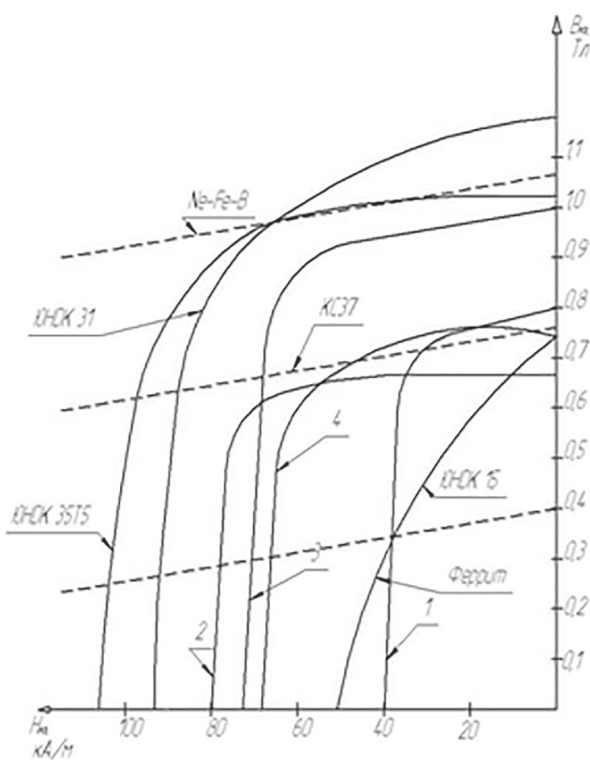


Рис. 4. Кривые сплавов постоянных магнитов и эквивалентных магнитов автомобильных генераторов: 1 – Г-502; 2 – 37.3701; 3 – 94.3701; 4 – 65.3701

нение кривой $B_{м.э}(H_{м.э})$, которая определяет магнитные свойства электромагнита в той же степени, в которой уравнения кривых намагничивания магнитотвердых материалов определяют магнитные свойства изготовленных из них постоянных магнитов.

Это обстоятельство позволяет рассматривать кривые $B_{м.э} = B_{м.э}(H_{м.э})$ как кривые размагничивания материалов постоянных магнитов, эквивалентных по своим магнитным свойствам тем конкретным электромагнитам, применительно к которым каждая из этих кривых получена. Для получения графического изображения кривой размагничивания эквивалентного магнита достаточно переместить кривую намагничивания стали сердечника $B_{ст}(H_{ст})$ рисунка 3 из первого квадранта во второй квадрант на расстояние, равное $H_{с.э}$, и изменить масштаб по оси индукции в K_B раз.

На рисунке 4 в качестве примера показаны кривые размагничивания постоянных магнитов, эквивалентных электромагнитам автомобильных генераторов Г-502 (кривая 1), 37.3701 (кривая 2), 94.3701 (кривая 3), 65.3701 (кривая 4) при изготовлении втулки из стали 10 и внутреннем диаметре эквивалентного магнита, равном D_B . Все кривые получены при максимальных значениях тока в обмотках возбуждения генераторов, а поэтому характеризуют предельные магнитные свойства соответствующих эквивалентных магнитов. Исходные данные для определения координат базовых точек кривых размагничивания и результаты их расчетов приведены в таблице 1.

Сопоставляя кривые 1, 2, 3, 4 с аналогичными кривыми сплавов постоянных магнитов, можно сделать вывод, что магнитные свойства магнитов, эквивалентных электромагнитам автомобильных генераторов, находятся на уровне магнитных свойств сплавов с направленной кристаллизацией типа ЮНДК. Наиболее энергоемким является материал эквивалентного магнита в генераторе 94.3701. Максимальное значение удельной магнитной энергии этого «материала», оцениваемое произведением $B_{эм}(H_{эм})_{max}$, равно 58 кДж/м^3 . Ближайшие к нему по магнитным свойствам сплавы ЮН13ДК23 и ЮНДК 31ТЗБФ имеют $B(H)_{max}$ от 56 до 64 кДж/м^3 , а один из лучших из этой классификационной группы сплавов постоянных магнитов ЮНДК 35Т5БА имеет $B_{эм}(H_{эм})_{max} = 72 \text{ кДж/м}^3$.

Принципиальное отличие эквивалентных постоянных магнитов, являющихся по сути расчетными образцами электромагнитов, от их физических аналогов состоит в том, что они полностью восстанавливают свои магнитные свойства после снятия любого по силе размагничивающего воздействия на них со стороны внешней магнитной цепи [4].

Таблица 1

Технические характеристики	ГГ502	37.3701	94.3701	65.3701
Диаметр расточки, мм	74,0	88,6	95,5	112,0
Активная длина якоря, мм	220	25	27	35
Максимальное значение тока возбуждения, А	10,94	5,40	5,40	3,46
Число витков в обмотке возбуждения	680	420	400	830
Диаметр голого провода, мм	10,56	0,80	0,80	0,71
$(I_{o.в} w_{o.в})_{max}$, А	1320	2270	2160	2870
Напряжение, В	14	14	14	28
Диаметр вала, мм	17	20	20	30
Диаметр втулки, мм	38	43	49	58
Наружный диаметр обмотки возбуждения, мм	56,0	69,5	66,5	87,0
Длина втулки, мм	33,0	28,0	29,0	41,5
Площадь сечения электромагнита, $S_{э.м}$, см ²	90,07	11,37	15,70	19,33
Площадь вала, $S_{в}$, см ²	20,260	3,140	3,140	7,065
Площадь эквивалентного магнита, $S_{м.э}$, см ²	22,35	34,77	31,57	52,33
Условная коэзитивная сила, кА/м	40,0	81,1	74,0	70,0
Условная остаточная индукция в сердечнике, $Br_{э.м}$	20,07	2,06	2,05	2,04
Коэффициент приведения, $K_{в} = S_{э.м}/S_{м.э}$	0,41	0,33	0,50	0,37
Остаточная индукция эквивалентного магнита	0,820	0,680	1,025	0,760
$(B_{м.э} H_{м.э})_{max}$, кДж/м ³	22,4	42,0	58,5	39,7

При этом магнитная индукция и напряженность магнитного поля в материале эквивалентных магнитов как при их размагничивании, так и при восстановлении ими магнитных свойств происходит в соответствии с одной и той же кривой $B_{м.э} = B_{м.э}(H_{м.э})$.

Отсутствие в семействе магнитных характеристик эквивалентных магнитов частных циклов перемагничивания в виде петель или заменяющих их при расчетах прямых магнитного возврата существенно упрощает их расчет и расчеты сопряженных с ними магнитных цепей по сравнению с аналогичными расчетами, выполняемыми применительно к постоянным магнитам и магнитным цепям магнитоэлектрических генераторов. Это проявляется, в частности, в том, что в ходе выполнения расчетов магнитные характеристики эквивалентных магнитов присутствуют в виде двух уравнений:

$$\Phi_{м.э} = \Phi_{м.э}(F_{м.э}), \quad \Phi_{см.э} = F_{м.э} \cdot \Delta_{см.э},$$

а магнитные характеристики их физических аналогов – в виде трех уравнений.

Помимо этого, при расчетах эквивалентных магнитов по той же причине отпадает необходимость в достаточно объемных и в значительной степени приближенных вычислениях, связанных с определением положения рабочих точек на кривой $B_{м.э} = B_{м.э}(H_{м.э})$ или на производной от нее кривой $\Phi_{м.э} = \Phi_{м.э}(F_{м.э})$, соответствующих режимам наибольшего размагничивания элементов системы возбуждения (режимам размагничивания в свободном состоянии, при ударном коротком замыкании и др.).

Для сравнительной оценки магнитных свойств индукторов генераторов с электромагнитным возбуждением необходимо определить в начале координаты $Br_{м.э}$ и $H_{см.э}$ базовых точек предельной кривой размагничивания постоянных магнитов, эквивалентных по магнитным свойствам каждому из сопоставляемых магнитов. За расчетное значение тока в обмотке

возбуждения следует принять при этом максимальное его значение $-I_{o.в \max}$. После этого в координатах $(B_{м.э}; H_{м.э})$ строятся кривые размагничивания эквивалентных магнитов (кривые 1, 2, 3, 4 на рис. 4). Для их построения может быть использован изложенный выше графический метод, предусматривающий получение этих кривых путем перемещения в четвертый квадрант из первого квадранта (см. рис. 3) кривой намагничивания стали сердечника электромагнита (втулки индуктора).

Уровень магнитных свойств постоянных магнитов при работе их на кривой размагничивания и магнитных свойств, выполненных на их основе индукторов, оценивается по максимальному значению произведения координат точек кривых размагничивания сплавов постоянных магнитов $(B_{м} H_{м \max})$. Такой подход правомерен и к оценке магнитных свойств электромагнитов и построенных из них индукторов с той лишь разницей, что произведение $(B H)_{\max}$ необходимо определять в этом случае по кривой размагничивания $B_{м.э}(H_{м.э})$ условного (эквивалентного магнита). В таблице 1 приведены значения $(B_{м.э} H_{м.э})_{\max}$ для четырех типоразмеров автомобильных генераторов. Сопоставляя их, можно заключить, что с точки зрения использования объема индуктора, занятого электромагнитом, наиболее удачно спроектирован индуктор автомобильного генератора 94.3701.

Неудачно спроектированным выглядит на общем фоне индуктор Г-502.

Значение $(B_{м.э} H_{м.э})_{\max}$ для него в 2,6 раза меньше, чем для генератора 94.3701.

Значения параметров эквивалентных постоянных магнитов в таблице 1 приведены для случая посадки их на вал.

В табл. 2 приведены дополнительные данные, относящиеся к магнитам с внутренним диаметром, равным диаметру втулки. Данные табл. 1 и 2 свидетельствуют о том, что уровень магнитных свойств эквивалентных постоянных магнитов, а следовательно и их

физических аналогов, способных в деталях повторить характеристику $B_{э.м}(F_{э.м})$ электромагнитов, существенно зависит от их внутреннего диаметра. Наиболее просто эта характеристика реализуется при внутреннем диаметре магнитов, равном диаметру вала. При увеличении внутреннего диаметра магнитов (уменьшения площади их поперечного сечения) реализация той же характеристики возможна лишь при применении магнитов с более высокими магнитными свойствами (с большей магнитной энергией).

Предельные внутренние диаметры постоянных магнитов, при которых еще возможна эквивалентная с точки зрения магнитных свойств замена электромагнитов в индукторах генераторов постоянными магнитами, ограничены предельными параметрами кривых размагничивания сплавов постоянных магнитов. Так, например, для сплавов ЮНДК верхний предел остаточной индукции не превышает 1,1 Тл. Поэтому из четырех рассматриваемых типоразмеров автомобильных генераторов заменить электромагнит генератора 94.3701 [5] постоянным магнитом с идентичными магнитными характеристиками при внутреннем диаметре магнита, равном диаметру втулки, не представляется возможным, т.к. сплавов с остаточной индукцией 2,0 Тл не существует.

Приведенные в табл. 1 значения остаточной индукции $Br_{м.э}$ магнитов, эквивалентных по магнитным свойствам электромагнитам генераторов Г 502, 37.3701 и 65.3701, могут быть обеспечены не только за счет применения сплавов ЮНДК. Не меньший уровень ее может быть достигнут заменой обмотки возбуждения сплавами постоянных магнитов на основе редкоземельных элементов (самария, неодима и других) [1, 2]. Эти сплавы характеризуются высокими значениями коэрцитивной силы H_c и практически линейной зависимостью B_m от H_m . Коэрцитивная сила самарий – кобальтового сплава КС-37, например, в 4 раза больше коэрцитивной силы сплава ЮНДК 35Т5 (см. рис. 4)

Таблица 2

Технические характеристики	ГГ 502	37.3701	94.3701	65.3701
$S_{м.э}$	13,30	23,40	15,86	33,00
$K_B = S_{э.м} / S_{м.э}$	0,68	0,49	0,99	0,59
$Br_{м.э}$	10,4	1,0	2,0	1,2

и более чем в 12 раз превышает условную коэрцитивную силу эквивалентного постоянного магнита генератора Г-502. Еще большую коэрцитивную силу имеют сплавы Ne-Fe-B, одним из основных компонентов которых является неодим. Для выпускаемых отечественной промышленностью сплавов Ne-Fe-B она достигает 750 кА/м и более.

Достоинством Ne-Fe-B является и достаточно высокие значения остаточной индукции. У сплавов, изготавливаемых для применения в электротехнических изделиях, в том числе и в электрических машинах, значения B_r равны 1–1,05 Тл, а у лучших образцов этих сплавов они достигают 1,2 Тл. Для сравнения отметим, что у самарий-кобальтового сплава КС-37 $B_r = 0,77$ Тл, а у серийно выпускаемого феррит-стронциевого сплава B_r около 0,4 Тл.

Что касается широко используемых в автотракторном электрооборудовании постоянных магнитов-ферритов, изготавливаемых методом порошковой металлургии из смеси измельченных окислов железа (Fe_2O_3) и стронция (SrO), то они вследствие относительно низкого уровня магнитной энергии ($(BH)_{max}$ кДж/м³) и низких значений остаточной индукции не в состоянии обеспечить такой же уровень магнитных свойств индукторов, которым обладают индукторы генераторов с электромагнитным возбуждением, а следовательно, их применение в автотракторных генераторах следует считать нецелесообразным.

Более конкретные данные относительно целесообразности применения постоянных магнитов в автотракторных генераторах можно получить в результате совместного рассмотрения магнитных характеристик их индукторов с характеристиками внешними к ним индукторам и магнитной цепи.

Литература

1. Грузков С.А., Останин С.Ю., Сугробов А.М., Сульдин А.В., Тыричев П.А. Магнитные мате-

риалы, монтажные и бортовые провода [Текст]. Москва: Издательство МЭИ. 2005. 248 с.

2. Балагуров В.А., Галтеев Ф.Ф. Электрические генераторы с постоянными магнитами [Текст]. Москва: Энергоатомиздат. 1977. 356 с.
3. Чернов А.Е. Разработка систем электроснабжения транспортных средств с улучшенными энергетическими и экологическими показателями: дис. ... канд. техн. наук. Москва: МЭИ ТУ. 1994. 185 с.
4. Чернов А.Е., Акимов А.В., Кротов А.Н. Многофункциональный регулятора напряжения для генераторных установок нового поколения // Известия МГТУ «МАМИ». 2010. № 2(10). С. 88–91.
5. Чернов А.М., Сугробов А.М. Основные особенности современных гибридных автомобилей // Грузовик. 2011. № 4. С. 8–11.

References

1. Gruzkov S.A., Ostanin S.Yu., Sugrobov A.M., Sul'din A.V., Tyrichev P.A. Magnitnye materialy, montazhnye i bortovye provoda [Magnetic materials, installation and on-board wires]. Moscow: Izdatel'stvo MEI Publ. 2005. 248 p.
2. Balagurov V.A., Galteev F.F. Elektricheskie generatory s postoyannymi magnitami [Electric generators with per-manent magnets]. Moscow: Energoatomizdat Publ. 1977. 356 p.
3. Chernov A. E. Razrabotka sistem elektrosnabzheniya transportnykh sredstv s uluchshennymi energeticheskimi i ekologicheskimi pokazatelyami: dis. ... kand. tekhn. nauk. [Development of electrical systems of vehicles with improved energy and environmental performance: Ph.D. dissertation]. Moscow: MEI TU. 1994. 185 p.
4. Chernov A.E., Akimov A.V., Krotov A.V. Multifunctional voltage regulator for generator of new generation. Izvestiya MGTU «МАМИ». 2010. No 2(10), pp. 88–91.
5. Chernov A.E., Sugrobov A.M. The main features of the modern hybrid automobiles. Gruzovik. 2011. No 4, pp. 8–11.

МЕТОД УЛУЧШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ, СОЗДАННОГО НА БАЗЕ ДИЗЕЛЯ

METHOD OF IMPROVING THE CHARACTERISTICS OF A GAS ENGINE, DEVELOPED ON THE BASE OF A DIESEL ENGINE

В.М. ФОМИН, д.т.н.
В.В. ГУСАРОВ, к.т.н.
А.П. ЛАТЫШЕВ

Московский политехнический университет, Москва,
Россия, mixalichDM@mail.ru, gusarov@info-mir.net

V.M. FOMIN, DSc in Engineering
V.V. GUSAROV, PhD in Engineering
A.P. LATYSHEV

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia,
mixalichDM@mail.ru, gusarov@info-mir.net

В качестве альтернативы традиционным видам моторных топлив метан является наиболее перспективным на ближайшие десятилетия XXI века. Наиболее распространенным является перевод дизельных двигателей для работы на метан путем конвертации исходной (базовой) модели за счет изменения как способа воспламенения – принудительное воспламенение от искры, вместо самовоспламенения от сжатия, так и способа регулирования мощности – количественное с помощью дросселя у газовой модели вместо качественного у дизельной. Основная задача конвертации заключается в достижении максимально возможных значений основных энерго-экономических параметров двигателя. При этом следует учитывать, особенность рабочего процесса газового двигателя, связанную с исключением детонационного сгорания. Поэтому при конвертации дизеля в газовый двигатель производители вынуждены снижать как степень сжатия, так и давление наддува, что вызывает снижение эффективных показателей работы двигателя. Авторы нашли, что имеется потенциальный резерв существенного улучшения энерго-экономических показателей газового двигателя за счет организации рабочего процесса на основе цикла Миллера. При этом можно при высоких значениях геометрической степени сжатия и соответствующих им высоких степенях расширения реализовать относительно небольшие значения фактической степени сжатия. От данной величины в основном и зависит появление детонационного сгорания. Была разработана программа расчета параметров рабочего процесса газового двигателя, работающего по циклу Миллера. Предложен алгоритм расчета, в котором детонационные свойства определяются на базе фактических данных реальной модели двигателя. По данным такого анализа реальной модели были найдены фактические значения предельно возможных параметров давлений и температур сжатия рабочей смеси, при которых исключена детонация. Таким образом, для газового двигателя, созданного на базе семейства дизелей КАМАЗ, работающего по циклу Миллера, найдены значения параметров, обеспечивающих существенное улучшение его эффективных показателей работы.

Ключевые слова: газовые двигатели, детонационное сгорание, цикл Миллера, экономичность и мощность двигателя, степень сжатия, давление наддува.

Methane, as an alternative to traditional motor fuels, is the most perspective for the incoming decades of the current century. The most widely spread method of the modification of diesel engines for operating with methane is a conversion of a basic model by changing both the way of ignition – compulsory spark ignition instead of self-ignition by compression, and the method of power control – quantitative, with the help of a throttle in case of a gas version, instead of qualitative in a diesel version. The main task of such conversion is to achieve the best possible energy and economic performance of the engine. Moreover, the peculiarity of the operation procedure of the gas engine, the necessity to avoid detonation combustion, should be taken into account. Consequently, in the process of converting a diesel engine into a gas one manufacturers have to decrease both the compression ratio and boost pressure, which leads to decline in engine efficiency. The authors found out, that there is a potential possibility to achieve much better economic and power characteristics of gas engines by applying Miller cycle to the operation procedure. In this case it becomes possible having very high geometric compression ratio and corresponding high values of gas expansion to obtain relatively low values of actual compression ratio. This is the value that can lead to detonation combustion. The program of calculating the characteristics of operation procedure of Miller-cycle gas engines was worked out. The authors suggested a system of calculation, according to which detonation behavior is estimated on the basis of actual data of a particular model of the engine. Due to such analyses of the particular model of the engine we found out actual maximum values of compression pressure and compression temperature, which do not lead to the onset of detonation. So it may be stated that the parameter value that significantly increases the overall efficiency of the Miller-cycle gas engine, created on the base of Kamaz engines, is found.

Keywords: gas engines, detonation combustion, Miller cycle, energy and economic performance of the engine, compression ratio, boost pressure.

Введение

Анализ проблем энергетической и экологической безопасности в сфере современного транспортно-технологического комплекса, связанных с постоянным приростом парка дизельных мобильных средств, сопровождающегося значительным ростом масштабов потребления традиционных нефтяных топлив и заметным загрязнением окружающей среды, обуславливает необходимость все более широкого использования перспективных и альтернативных видов топлива. К наиболее перспективным моторным топливам в ближайшие десятилетия XXI века может быть отнесен природный газ, который в среде альтернативных энергоносителей имеет наиболее благоприятные химотологические свойства.

Наша страна располагает большими запасами природного газа – высококачественного моторного топлива, не требующего для использования в двигателях никакой химической переработки. Как моторное топливо, природный газ в натуральном виде превосходит нефтяное топливо по экологическим показателям сгорания; при его использовании обеспечиваются высокие технико-экономические показатели двигателей. В настоящее время развита сеть доставки газа от месторождений во многие регионы страны по отдельным магистралям, которые объединены в Единую Систему Газоснабжения России. Таким образом, имеется комплекс факторов – от высоких качеств природного газа, как моторного топлива, до эффективного уровня развития системы газоснабжения, – определяющих широкие перспективы применения газового топлива в транспортно-технологическом комплексе России. Вопросы расширения и использования газа в качестве моторного топлива включены в перечень поручений Президента РФ от 11.06.2013 № Пр-1298.

В связи с этим в настоящее время наметилось устойчивое направление по расширению применения природного газа в качестве моторного топлива для газовых автотракторных двигателей, создаваемых на базе дизелей, которое объясняется тем, что технология конвертации современного дизеля в газовый двигатель с внешним смесеобразованием и количественным регулированием достигается ценой меньших производственных затрат. При этом по сравнению с базовым прототипом, работающим на жидком топливе, обеспечивается минимизация не только нормируемых вредных

выбросов, но и существенное снижение выбросов ненормируемых пока веществ – бензола, альдегидов, бутадиена и др., вызывающих онкологические заболевания. Важно и то, что перевод дизеля на работу на природном газе обеспечивает уменьшение примерно на четверть выбросов соединения CO_2 , играющего важную роль в создании парникового эффекта. Сегодня подобные двигатели устанавливаются на седельные тягачи КАМАЗ-65116, городской автобус НЕФАЗ-5299-30-51 и другие мобильные и стационарные средства.

Конвертирование дизельного двигателя для работы на природном газе, состоящем в основном из метана, связано с существенным изменением как организации рабочего процесса ДВС, так и его основных показателей работы (экономичности, мощности и др.). В частности, общеизвестно, что процесс конвертирования дизеля и перевод его на питание газообразным топливом сопровождается снижением топливно-экономических и энергетических показателей двигателя [1]. Во многом это объясняется необходимыми ограничениями по величинам допустимых давлений и температур из-за опасности возникновения детонации. Несмотря на то, что детонационная стойкость метана достаточно высока (октановое число равно 110), тем не менее, при конвертации дизельного двигателя на газ обычно производители вынуждены снижать по границе детонации как геометрическую степень сжатия, так и давление наддува, что и вызывает снижение указанных показателей работы двигателя.

Поэтому вопрос улучшения показателей работы газового двигателя является актуальным, и как, показано ниже, такой резерв обусловлен возможностями применения цикла Миллера, при котором рабочий процесс реализуется при оптимально изменяемых текущих значениях степени фактического сжатия [2]. Это обеспечивается за счет регулирования продолжительности впуска путем варьирования угла закрытия впускного клапана. На сегодняшний день технические средства для текущего изменения момента закрытия клапана общеизвестны и широко используются в современных механизмах газораспределения с изменяемыми фазами газообмена.

Задача исследования

Основной задачей исследования являлось выявление возможности конвертации совре-

менного дизеля в газовый двигатель с внешним смесеобразованием и количественным регулированием с сохранением высоких показателей мощности и топливной экономичности базового прототипа. Рассмотрим некоторые ключевые моменты подходов к решению поставленной задачи. При проведении исследований были сохранены стандартные фазы выпуска, а фазы впуска менялись за счет вариации угла закрытия впускного клапана.

Предварительно заметим, что начало процесса сжатия совпадает с моментом закрытия впускного клапана. Если это происходит в нижней мертвой точке (НМТ), то фактическая степень сжатия ε_ϕ равна геометрической степени сжатия ε_r . В данном случае фактическая степень сжатия оценивается как $\varepsilon_\phi = V_3/V_{к.сг}$, где V_3 объем надпоршневого пространства при положении поршня в момент закрытия впускного клапана, а геометрическая – традиционно как $\varepsilon_r = V_a/V_k$, где V_a объем надпоршневого пространства при положении поршня в нижней мертвой точке. При реализации цикла Миллера с удлиненным процессом впуска впускной клапан закрывается после НМТ с некоторым запаздыванием, что вызывает уменьшение фактической степени сжатия по сравнению с геометрической [3]. При этом давление и температура в момент начала горения – параметры, которые в наибольшей мере определяют опасность детонации при сгорании газозооных смесей, – зависят в основном от фактической степени сжатия.

Из сказанного следует важный вывод, что при использовании газозооных топливных смесей в двигателях с высокой геометрической степенью сжатия можно обеспечить бездетонационную работу во всем диапазоне изменения их режима работы путем текущего изменения фактической степени сжатия (за счет соответствующего варьирования угла закрытия впускного клапана $\phi_{з.вп.}$). На пониженных режимах значение ε_ϕ может сохраняться на уровне ε_r , обуславливая высокую эффективность рабочего цикла. По мере повышения нагрузочного режима фактическая степень сжатия снижается по границе детонации, обуславливая при этом предельно возможную эффективность газового двигателя.

Методика и результаты исследования

Для детального изучения реальной возможности подобного вывода авторами разработана

программа расчета рабочего процесса газового двигателя, работающего по циклу Миллера, позволяющая учитывать реальные физические процессы. В частности, процесс наполнения цилиндров свежим зарядом с учетом свойств газообразного топлива и особенностей цикла Миллера оценивался коэффициентом наполнения $\eta_{вп}$ в виде:

$$\eta_{вп} = \eta_{вп} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{в}}{\rho_{г} \cdot \alpha \cdot l_0}\right) \cdot K,$$

где $\eta_{вп}$ – значение коэффициента наполнения для случая работы двигателя на жидком топливе (без учета свойств газообразного топлива и фаз газораспределения); $\rho_{в}$ и $\rho_{г}$ – плотности воздуха и газового топлива ($\text{кг}/\text{м}^3$) соответственно; α – коэффициент избытка воздуха; l_0 – массовый стехиометрический коэффициент для газового топлива ($\text{кг возд.}/\text{кг топл.}$); K – коэффициент, учитывающий изменение наполнения цилиндра в следствие изменения угла закрытия впускного клапана (значения ε_ϕ): $K = \varepsilon_\phi/\varepsilon_r = V_3/V_a \leq 1$.

Характер подвода теплоты к рабочему телу (тепловыделение) оценивался на основе модели сгорания, предложенной И.И. Вибе:

$$X_\phi = 1 - e^{-A \left(\frac{\phi}{\phi_z}\right)^{m+1}},$$

где X_ϕ – относительная доля теплоты, выделившейся к моменту поворота коленчатого вала на угол ϕ ; A – параметр, учитывающий полную сгорания цикловой дозы топлива; ϕ и ϕ_z – углы поворота коленчатого вала (от момента начала горения), соответствующие текущему процессу и концу горения соответственно; m – показатель характера горения. Для каждого расчетного варианта программным способом определялся оптимальный угол опережения начала горения, соответствующий максимальной работе анализируемого цикла.

При использовании цикла Миллера с удлиненным впуском происходит уменьшение наполнения цилиндров $V_3 < V_a$, как следствие – уменьшение работы цикла и, соответственно, мощности газового двигателя. Однако мощность можно увеличить за счет применения наддува. Главным ограничением по величине давления наддува p_k здесь также является детонационная стойкость метанозооных топливных смесей.

Расчетный анализ, выполненный на основе предложенной программы, позволяет оце-

нить изменения показателей экономичности и мощности рабочего цикла при варьировании значений фактической степени сжатия (при заданном значении геометрической), уровне давления и охлаждения наддува, на границах детонационного сгорания. Вследствие того, что алгоритм расчетного процесса изначально предусматривал варьирование значений ϵ_{ϕ} в области оптимального угла начала горения, соответствующего максимальной работе анализируемого цикла, существует реальная возможность по итогам расчета осуществить поиск оптимального варианта организации рабочего процесса газового двигателя.

Однако существующие аналитические модели возникновения детонационного горения недостаточно точны, чтобы выполнить детальный количественный анализ предельно возможных параметров мощности и экономичности вновь разрабатываемой модели газового двигателя с учетом всех его конструктивных особенностей. Преодолеть эту сложность можно, если выполнять такой многовариантный анализ применительно к конкретной модели газового двигателя, где экспериментально найдены фактические данные его детонационной стойкости с учетом заданных значений коэффициента избытка воздуха и показателей режима работы. В этом случае в качестве главных характерных параметров, определяющих границу начала детонации, можно принять фактические максимальные значения давления и температуры в конце сжатия – p_c и T_c для исследуемой модели двигателя на каждом заданном режиме его работы [1].

С использованием предложенного метода исследовалась возможность улучшения показателей работы серийного газового двигателя типа КАМАЗ-820.74-300 с газотурбинным наддувом. Основные данные двигателя представлены в таблице 1.

С учетом концепции предложенного метода анализ строился в следующей логической последовательности. Предварительно выполнили

математический расчет параметров рабочего процесса серийного двигателя на номинальном режиме работы при значении коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1$, частоте вращения $n = 1900$ мин⁻¹ и сохранении базовых регулировочных параметров двигателя и системы наддува. Характеристики газового топлива (метана), коэффициенты принятой модели сгорания, теплоемкость отдельных составляющих рабочей смеси и другие данные необходимые для расчета задавали с учетом имеющихся рекомендаций [4, 5, 6]. Результаты программного расчета были представлены в виде дискретных данных давлений и температур рабочего цикла на тактах сжатия и сгорания – расширения с интервалом через 1–2 градуса поворота коленчатого вала, а также итоговых значений, характеризующих индикаторные и эффективные показатели по экономичности и мощности двигателя. По результатам анализа были установлены предельные значения давления и температуры в конце сжатия: $p_c = 2,74$ МПа и $T_c = 890$ (К) для серийного варианта газового двигателя, величины которых и были граничными по условию исключения детонации для всех последующих вариантов расчета. Как в этом варианте расчета, так и во всех последующих в качестве основных параметров для оценки эффективности рабочего процесса были приняты значения индикаторного к.п.д. η_i и среднего индикаторного давления p_i (МПа).

В процессе поиска возможности повышения энергоэкономических показателей исследуемого двигателя на номинальном режиме с учетом найденных граничных по условию детонации параметров предварительно выполнили варианты расчетов рабочих процессов, реализуемых при повышенных геометрических степенях сжатия: $\epsilon_r = 14, 16, 18$. При этом величину давления наддува p_k задавали примерно как в серийном варианте, а фактическую степень сжатия ϵ_{ϕ} , за счет вариации угла закрытия впускного клапана $\phi_{з.вн}$ подбирали максимально возможную из условия, чтобы в каждом случае давление

Таблица 1

Параметры дизеля, конвертированного на работу на газообразном топливе

Отношение хода поршня S к диаметру цилиндра D	Степень сжатия геометрическая ϵ_r	Рабочий объем V_h (л)	Топливо	Номинальная частота вращения n (мин ⁻¹)	Номинальная эффективная мощность N_e (кВт)
$S/D = 130/120$	12,0	11,76	Газ природный (метан)	1900	221

и температура конца сжатия не превосходили значений, найденных ранее на предварительном этапе исследования. На данном этапе исследования охлаждения наддувочного воздуха не предусматривали. Результаты этого анализа показаны в таблице 2 (вар. № 2, 3, 4).

Несмотря на последовательный рост индикаторного к.п.д. η_i по мере увеличения геометрической степени сжатия с 12 до 18, приняли целесообразным дальнейшие исследования выполнять для варианта с $\epsilon_r = 16$, поскольку при $\epsilon_r = 18$ происходит существенное уменьшение среднего индикаторного давления p_i .

Проведены расчеты для вариантов № 5, 6, 7, 8, 9 (табл. 2) при неизменном значении геометрической степени сжатия $\epsilon_r = 16$, но при разных значениях фактической степени сжатия ϵ_ϕ и максимально возможных по условию детонации давлениях наддува p_k . При этом охлаждение наддувочного воздуха также не предусматривалось, поэтому температура воздуха, поступающего из компрессора во впускной тракт двигателя, была в некоторых вариантах достаточно высокой. Установлено, что с уменьшением фактической степени сжатия ϵ_ϕ и соответствующем увеличении наддува p_k как

Таблица 2

Расчетные значения основных показателей работы исследованного газового двигателя при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, частоте вращения $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$, полученные для разных значений геометрической ϵ_r , фактической ϵ_ϕ степеней сжатия и разных давлений наддува p_k по условию достижения предельно возможного бездетонационного режима работы

№	ϵ_r	ϵ_ϕ	$\Phi_{з.вп.}$ (гр.п.к.в.)	p_k (МПа)	T_k (К)	η_i	P_i (МПа)
1	12,00	11,46	30	0,125	316	0,417	1,33
2	14,00	11,63	58	0,121	315	0,434	1,22
3	16,00	11,46	75	0,123	318	0,447	1,12
4	18,00	11,47	85	0,128	323	0,451	1,03
5	16,00	10,86	80	0,133	328	0,449	1,12
6	16,00	10,37	84	0,140	335	0,451	1,12
7	16,00	9,59	90	0,150	344	0,455	1,14
8	16,00	8,93	95	0,165	371	0,457	1,13
9	16,00	8,26	100	0,185	389	0,460	1,13

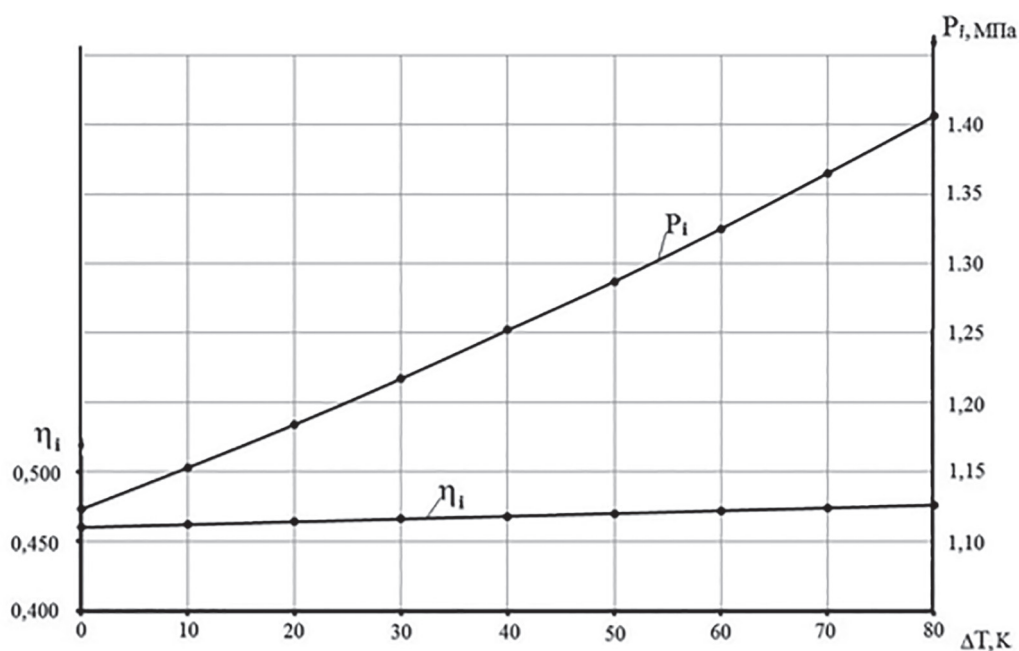


Рис. 1. Графики значений индикаторного к.п.д. η_i и среднего индикаторного давления p_i исследованного газового двигателя на номинальном режиме работы при разных степенях охлаждения воздуха на впуске в двигатель

экономические, так и мощностные характеристики двигателя улучшаются, а главное, появляется потенциальный резерв для дальнейшего их улучшения за счет реализации процесса охлаждения наддувочного воздуха.

Апробация возможностей подобного резерва проведена для расчетного варианта № 9 с охлаждением воздушного заряда. Значения индикаторного к.п.д. η_i и среднего индикаторного давления p_i при разных степенях охлаждения, характеризуемых величиной ΔT , то есть разницей значений температуры воздуха на выходе из компрессора T_k и после охладителя $T_{вп}$ ($\Delta T = T_k - T_{вп}$), представлены в графическом виде на рисунке 1.

Расчет проводился для условий номинального режима работы газового двигателя при давлении наддува $p_k = 0,185$ МПа, температуре воздуха после компрессора $T_k = 389$ К и условно принятой температуре окружающей среды 293 К. Видно, что охлаждение наддувочного воздуха является эффективным средством увеличения мощностных свойств конвертированного газового двигателя, рабочий процесс которого организован на основе цикла Миллера. При этом по мере увеличения степени охлаждения рабочего тела наблюдается, хотя и незначительное, последовательное повышение экономичности рабочего цикла двигателя.

Анализ результатов исследования

Анализ полученных результатов расчета свидетельствует, что при увеличении геометрической степени сжатия газового двигателя от $\varepsilon_r = 12$ до $\varepsilon_r = 18$ показатели экономичности цикла возрастают, однако снижается мощность двигателя из-за необходимости уменьшения фактической степени сжатия за счет увеличения углов запаздывания закрытия впускных клапанов для исключения детонации (табл. 2, вар. № 1, 2, 3, 4). Физически это объясняется тем, что при этом, как показано выше, происходит уменьшение наполнения цилиндров.

Установлено, что существует возможность увеличения мощности двигателя при увеличении геометрической степени сжатия до величины $\varepsilon_r = 16$, уменьшении фактической степени сжатия ε_ϕ и одновременным увеличением давления наддува p_k (табл. 2, вар. № 5, 6, 7, 8, 9). Физически это объясняется тем, что при уменьшении фактической степени сжатия ε_ϕ и неизменном значении величины ε_r проис-

ходит уменьшение затрат энергии на работу сжатия, обуславливающее увеличение среднего индикаторного давления p_i и индикаторного к.п.д. η_i .

Эффективным способом увеличения мощностных свойств газового двигателя является охлаждение воздушного заряда на впуске. В исследованном варианте № 9 (табл. 2) за счет охлаждения воздуха среднее индикаторное давление увеличилось более чем на 25 % при снижении температуры заряда на 80 К. При этом несколько возросла и экономичность цикла: величина индикаторного к.п.д. увеличилась на 3 %. Физически это объясняется тем, что с уменьшением температуры увеличивается плотность воздуха, возрастает массовое наполнение цилиндров свежим зарядом. Рабочий процесс газового двигателя с параметрами, соответствующими варианту № 9 (табл. 2), но при условии обеспечения охлаждения рабочего тела, является лучшим из всех исследованных вариантов. Важно отметить, что организация рабочего процесса по данному варианту по всем эффективным показателям существенно превосходит вариант серийного газового двигателя типа КАМАЗ-820.74-300.

Заключение

Таким образом, в результате выполненных исследований предложен алгоритм расчетно-экспериментальной доводки рабочего процесса газового двигателя, основанный на использовании фактических данных его детонационной стойкости. Разработана программа расчета рабочего процесса газового двигателя, работающего по циклу Миллера, и найдены значения параметров цикла, обеспечивающие его высокую эффективность. На основе выполненных расчетов предложен вариант улучшения топливно-экономических и энергетических показателей серийного газового двигателя, разработанного на базе семейства дизелей КАМАЗ.

Литература

1. Тер-Мкртчян Г.Г. Двигатель с количественным бездроссельным регулированием мощности // Автомо-бильная промышленность. 2014. № 3. С. 4–11.
2. Машиностроение. Энциклопедия. М.: Машиностроение. Двигатели внутреннего сгорания. Т. IV–14 / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков др. Под общ. ред. А.А. Александрова и Н.А. Иващенко. 2013. 784 с.

3. Тер-Мкртчян Г.Г. Конвертация дизеля в газовый двигатель с уменьшением фактической степени сжатия // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 5. С. 11–15.
4. Дубовкин Н.Ф. Справочник по углеводородным топливам и продуктам их сгорания. М.-Л. Росэнергоиздат. 1962. 288 с.
5. Лукшо В.А. Математическая модель термодинамического цикла газового двигателя // Транспорт на альтернативном топливе. 2012. № 6(30). С. 54–65.
6. Потапов В. Н., Орстик Л.С., Стативко В.Л., Лукшо В.А. Рекомендации по использованию компримированного природного газа в качестве моторного топлива для транспортно-энергетических средств сельскохозяйственного назначения. М.: Издательство ВИМ. 2003. 247 с.
2. Mechanical engineering industry. Encyclopedia. М.: Mechanical engineering industry. Internal combustion engines. V.1V–14. Grechov L.V., Ivaschenko N.A., Markov V.A. and others; under the editorship of Aleksandrov A.A., Ivaschenko N.A. 2013. 784 p.
3. Ter-Mkrtychyan G.G. Conversion of the diesel engine into the gas engine with the decrease in actual compression ratio. Current problems of science and education. 2014. No 5, pp. 11–15.
4. Dubovkin N.F. Reference book on hydrocarbon fuels and combustion residues. М.-Л. Rosenergoizdat. 1962, 288 p.
5. Lushko V.A. Mathematical model of the thermodynamic cycle of the gas engine. Transport with alternative fuel. 2012. No 6(30), pp. 54–65.
6. Potapov V.N., Orsik L.C., Stativko V.L., Lushko V.A. Guidelines for using compressed natural gas as motor fuel for agricultural transport and power machine vehicles. Moscow: Publishing house ВИМ. 2003. 247 p.

References