



# ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

---

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

---

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

**Шарипов В.М.**

Издается с февраля 1930 г.

**7•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](mailto:izdat.mospolytech@yandex.ru)

Сайт: [www.mospolytech.ru](http://www.mospolytech.ru)

## НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

## NEW MACHINES AND EQUIPMENT

- |  |  |   |
|--|--|---|
| <b>Лобач В.П., Геращенко В.В., Коваленко Н.А.</b><br>Устройство автоматической блокировки<br>междолевой дифференциала колесного трактора | <b>Laubach V.P., Gerashchenko V.V., Kovalenko N.A.</b><br>The device for automatic locking<br>of inter-wheel differential of wheeled tractor | 3 |
|--|--|---|

## ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

## THEORY, DESIGN, TESTING

- |   |  |    |
|---|--|----|
| <b>Павлюк А.С., Баранов А.С.</b><br>Способ определения параметров перемещения<br>сельскохозяйственной мобильной машины                    | <b>Pavlyuk A.S., Baranov A.S.</b><br>Method for determining the displacement parameters<br>of an agricultural mobile machine           | 8  |
| <b>Драняев С.Б., Чаткин М.Н., Корявин С.М.</b><br>Моделирование работы винтового Г-образного ножа<br>почвообрабатывающей фрезы            | <b>Dranyaev S.B., Chatkin M.N., Koryavin S.M.</b><br>Modeling the operation of a screw L-shaped knife<br>of a tiller                   | 13 |
| <b>Позин Б.М., Трояновская И.П., Носков Н.К.</b><br>Математическая модель бокового увода<br>гусеничного трактора при пахоте               | <b>Pozin B.M., Troyanovskaya I.P., Noskov N.K.</b><br>Mathematical model of the caterpillar tractor side drive<br>during plowing       | 20 |
| <b>Самсонов В.А., Лачуга Ю.Ф.</b><br>Расчет оптимальных значений мощности<br>и энергонасыщенности сельскохозяйственного трактора          | <b>Samsonov V.A., Lachuga Yu.F.</b><br>Calculation of optimal power and energy saturation<br>of an agricultural tractor                | 25 |
| <b>Семенихина Ю.А.</b><br>Исследование вязкоупругого состояния почвы<br>по воздействию активной поверхности<br>почвообрабатывающего катка | <b>Semenikhina Yu.A.</b><br>Investigation of viscoelastic state of soil<br>under the influence of active surface of the tillage roller | 32 |

## КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ

## QUALITY, RELIABILITY

- |   |   |    |
|---|---|----|
| <b>Вербицкий В.В.</b><br>Исследование качества моторных топлив и масел<br>в сельскохозяйственном производстве Кубани                              | <b>Verbitskiy V.V.</b><br>Research of quality of motor fuels and oils<br>in agricultural production of Kuban  | 37 |
| <b>Коченов В.А., Сахаров А.Н., Казаков С.С.,<br/>Жамалов Р.Р., Гоева В.В. Гришин Н.Е. Грунин К.Е.</b><br>Оценка проектирования и производства ДВС | <b>Kochenov V.A., Sakharov A.N., Kazakov S.S.,<br/>Zhamalov R.R., Goeva V.V., Grishin N.E., Grunin K.E.</b><br>Evaluation of design and production of ICE | 43 |

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

- |   |  |    |
|---|--|----|
| <b>Купреенко А.И., Исаев Х.М., Михайличенко С.М.</b><br>Решение системы уравнений Колмогорова<br>для обобщенного графа состояний мобильного кормоцепа | <b>Kupreenko A.I., Isaev Kh.M., Mikhaylichenko S.M.</b><br>Solution of the Kolmogorov system of equations<br>for the generalized graph of states of a mobile feed hopper | 47 |
|---|--|----|

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

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

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

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

# УСТРОЙСТВО АВТОМАТИЧЕСКОЙ БЛОКИРОВКИ МЕЖКОЛЕСНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

## THE DEVICE FOR AUTOMATIC LOCKING OF INTER-WHEEL DIFFERENTIAL OF WHEELED TRACTOR

**В.П. ЛОБАХ**, к.т.н.  
**В.В. ГЕРАЩЕНКО**, к.т.н.  
**Н.А. КОВАЛЕНКО**, к.т.н.

Белорусско-Российский университет, Могилев,  
Республика Беларусь, mogilev-kovalenko@rambler.ru

**V.P. LAUBACH**, PhD in Engineering  
**V.V. GERASHCHENKO**, PhD in Engineering  
**N.A. KOVALENKO**, PhD in Engineering  
Belarusian-Russian University, Mogilev, Republic Of Belarus,  
mogilev-kovalenko@rambler.ru

Эффективная работы колесного трактора во многом определяется таким эксплуатационным свойством, как проходимость. Для ее повышения используются системы автоматической блокировки межколесного дифференциала, которые блокируют его только при выполнении поворота колесным трактором, а при прямолинейном движении дифференциал находится в разблокированном состоянии. Это снижает проходимость колесного трактора в тяжелых дорожных условиях при его прямолинейном движении. Авторами предлагается автоматическое устройство блокировки и разблокировки межколесного дифференциала, работающее на основе обобщенного информационного параметра, – разности частот вращения ведущих колес одной оси при движении трактора как при прямолинейном движении, так и при поворотах. Оно состоит из включателя устройства, муфты с фрикционными дисками для блокировки дифференциала, гидропривода ее срабатывания, состоящего из бака, насоса, редукционного клапана, электромагнитного двухпозиционного золотника с обмоткой, двух датчиков частоты вращения первого и второго ведущих колес, сумматора с двумя входами и выходом, входами соединенного с первым и вторым датчиками частоты вращения, усилителя, выходом соединенного с обмоткой золотника. При достижении установленной разности частот вращения колес ведущей оси, формируется управляющее напряжение, которое усиливается и подается на обмотку золотника. Перемещаясь, он обеспечивает включение муфты блокировки дифференциала. При снижении разности частот вращения ведущих колес до нуля происходит автоматическое разблокирование межколесного дифференциала. Применение разработанного устройства автоматического управления блокировкой и разблокировкой межколесного дифференциала, по сравнению с известным, обеспечивает повышение проходимости колесного трактора.

**Ключевые слова:** колесный трактор, проходимость, дифференциал, блокировка, усилитель, сумматор, датчик частоты вращения, информационный параметр.

The efficient operation of the wheeled tractor is largely determined by such operating property as permeability. To increase it, the automatic interlock differential locking systems are used, which block it only when the wheeled tractor turns, and in case of rectilinear motion the differential is in the unlocked state. This reduces the permeability of the wheeled tractor in severe road conditions with its rectilinear movement. The authors propose an automatic device for locking and unlocking an inter-wheel differential operating on the basis of a generalized information parameter—the difference in the frequencies of rotation of the driving wheels of one axis when the tractor moves both in straight run and during turning. It consists of a device switch, a clutch with friction discs to lock the differential; Hydraulic actuation of its operation, consisting of a tank, a pump, a reducing valve, an electromagnetic two-position spool with a winding; two speed sensors of the first and second driving wheels; adder with two inputs and an output, inputs connected to the first and second speed sensors; amplifier output connected to the coil of the spool. When it reaches the set difference of speeds of the wheels of the drive axle is generated a control voltage which is amplified and fed to the winding spool. Moving, it ensures the inclusion of the differential lock. When the difference in the rotational speeds of the driving wheels is reduced to zero, the inter-wheel differential is automatically unlocked. The use of the developed device for automatic control of interlocking and unlocking of the inter-wheel differential, in comparison with the known, provides increased permeability of the wheeled tractor.

**Keywords:** wheel tractor, permeability, differential, interlock, amplifier, adder, speed sensor, information parameter.

## Введение

Для повышения проходимости колесного трактора он, как правило, оборудуется устройством для блокировки и разблокировки межколесного дифференциала. При этом в качестве информационного параметра для работы устройства для управления блокировкой используется не обобщенный информационный параметр, каким является разность частот вращения ведущих колес трактора, а угол поворота рулевого колеса трактора [1–3]. Из-за этого работа устройства блокировки и разблокировки отличается погрешностями, а проходимость трактора повышается недостаточно. Авторами предлагается устройство, в котором в качестве обобщенного информационного параметра выступает разность частот вращения ведущих колес. Это позволяет при формировании управляющего сигнала на блокирование и разблокирование межколесного дифференциала учесть не только угол поворота колес, но и появление разности частот вращения колес из-за неравных сопротивлений движению каждого колеса в случае прямолинейного движения трактора.

## Цель исследования

Разработать устройство автоматической блокировки и разблокировки межколесного дифференциала по величине разности частот вращения ведущих колес, обеспечивающее повышение проходимости колесного трактора.

## Материалы, методы исследований и их обсуждение

Устройство (рис. 1) автоматического блокирования и разблокирования дифференциала 1, установленное на заднем мосту 2 трактора, включает в себя корпус 3 дифференциала, с установленными внутри корпуса 3 на крестовине 4 коническими шестернями – сателлитами 5 и двумя полуосевыми коническими шестернями 6 и 7 приводных пологов первого вала 8 первого и цельного вала 9 второго колес, включатель 10 устройства для автоматической блокировки, муфту сцепления 11 с фрикционными ведущими дисками 12 с внутренними зубьями, соединенными через вал 13 с крестовиной 4, и фрикционными ведомыми дисками 14 с наружными зубьями, соединенными через полый

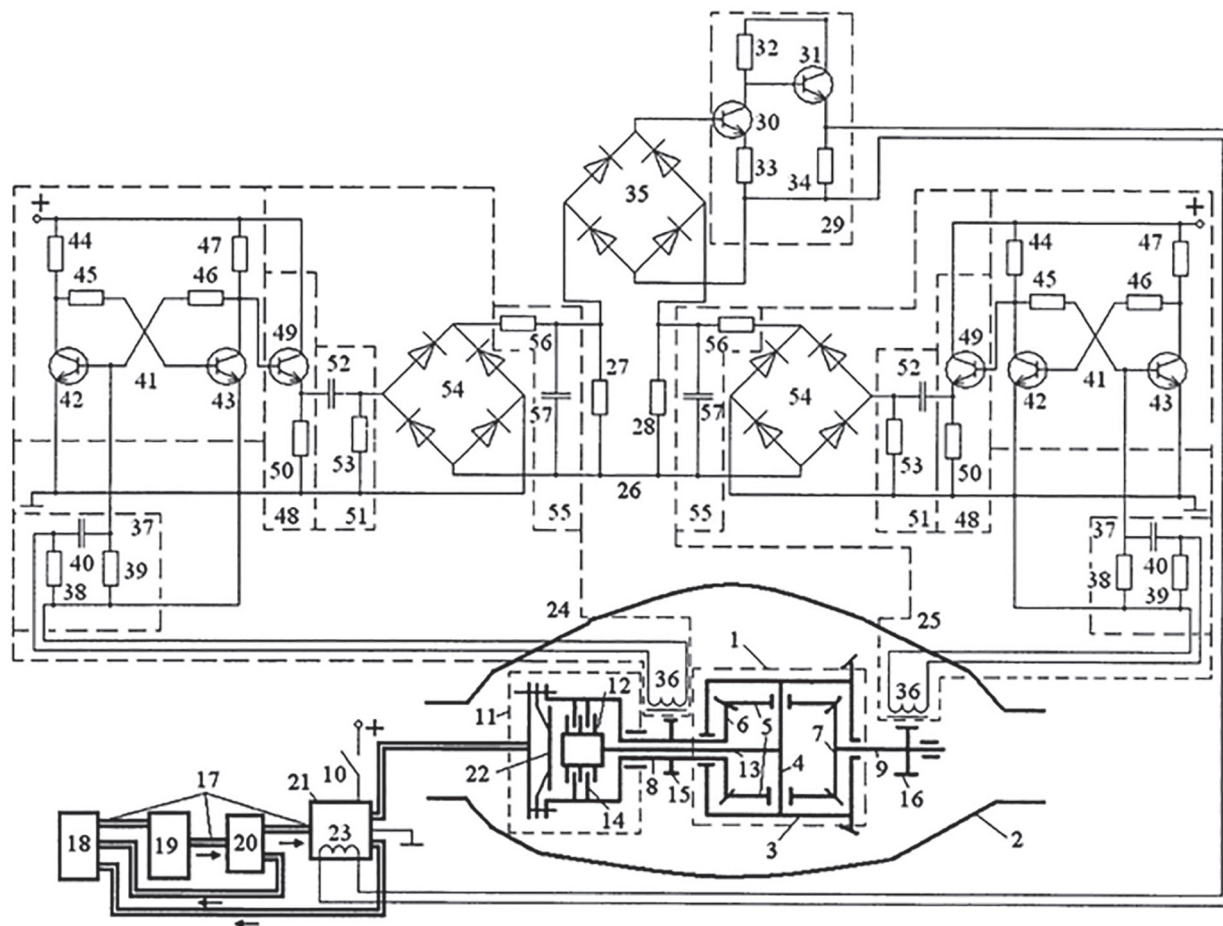


Рис. 1. Общая схема устройства блокировки дифференциала

вал 8 с полуосевой шестерней 6 и ведущей шестерней 15 колесной передачи первого колеса, вал 8 с полуосевой шестерней 7 и ведущей шестерней 16 колесной передачи второго колеса, последовательно соединенные трубопроводом 17 бак 18, насос 19, редукционный клапан 20, золотник 21, выполненный электромагнитным двухпозиционным, подвижный нажимной диск 22 муфты сцепления 11, обмотка 23, золотника 21. При автоматизации процесса блокировки-разблокировки введены первый датчик 24 частоты вращения, установленный на ведущей шестерне колесной передачи полого вала привода первого колеса, второй датчик 25 частоты вращения, установленный на ведущей шестерне колесной передачи вала привода второго колеса заднего моста, сумматор 26 с двумя входами и выходом, выполненный на двух встречно включенных резисторах 27 и 28, соединенный первым входом с выходом первого датчика 24 частоты вращения, вторым входом – с выходом второго датчика 25 частоты вращения, усилитель 29, выполненный на первом 30 и втором 31 последовательно соединенных транзисторах и трех (32, 33, 34) резисторах, подсоединенный входом к выходу сумматора 26 посредством выпрямителя 35, выполненного на четырех диодах, при этом обмотка 23 электромагнитного золотника 21 соединена с выходом усилителя 29.

Каждый из датчиков 24 и 25 [4–7] содержит катушку 36 индуктивности с магнитным сердечником, установленную возле зубьев шестерни 15 и 16, первую дифференцирующую цепь 37, соединенную входом с выходом катушки 36 индуктивности и выполненную на резисторах 38, 39 и конденсаторе 40, триггер 41 с одним входом, выполненный на транзисторах 42, 43 и резисторах 44, 45, 46, 47, при этом база транзистора 42 соединена с выходом первой дифференцирующей цепи 37, последовательно соединенные согласующий усилитель 48, выполненный на транзисторе 49 и резисторе 50, вторая дифференцирующая цепь 51, выполненная на конденсаторе 52 и резисторе 53, выпрямитель 54, выполненный на четырех диодах, интегрирующая цепь 55, выполненная на резисторе 56 и конденсаторе 57, при этом вход согласующего усилителя 48 соединен с выходом триггера 41 с одним входом.

Выполнение золотника двухпозиционным электромагнитным с обмоткой позволяет использовать его в качестве исполнительного

элемента в автоматической системе управления блокировкой и разблокировкой межколесного дифференциала.

Введение в предлагаемое устройство датчиков частоты вращения 24, 25, выполненных на перечисленных выше электронных узлах, позволяет получить на их выходах напряжения, пропорциональные частотам вращения колес (рис. 2, е). Посредством сумматора и усилителя разность напряжений датчиков частоты вращения подают на обмотку двухпозиционного электромагнитного золотника автоматической системы управления блокировкой и разблокировкой дифференциала.

Каждый из датчиков 24 и 25 частоты вращения валов работает следующим образом [4–7]. При вращении шестерни 15 или 16 на выводах катушки индуктивности 36 формируются разнополярные импульсы, которые дифференцируются первой дифференцирующей цепью 37. На рис. 2, а представлен график остроконечных импульсов напряжения на выходе первой дифференцирующей цепи 37, пригодных для запуска триггера 41.

В исходном состоянии триггера 41 транзистор 42 триггера закрыт, тогда транзистор 43 триггера открыт. При вращении валов и поступлении на базу транзистора 42 положительного импульса А в момент времени  $t_1$  (рис. 2, а, 2, б) транзистор 42 открывается, а транзистор 43 закрывается (рис. 2, б, 2, в). При последующем поступлении в момент времени  $t_2$  отрицательного импульса Б (рис. 2, а) на базу транзистора 42, этот транзистор закрывается, а транзистор 43 открывается. В результате этого на выходе транзистора 43 триггера 41 формируется прямоугольный импульс Д (рис. 2, в).

При поступлении от первой дифференцирующей цепи 37 остроконечных импульсов В и Г (рис. 2, а) на базу транзистора 42 происходит формирование прямоугольного импульса Е на выходе триггера 41 (рис. 2, в). Далее формирование прямоугольных импульсов на выходе триггера 41 происходит аналогично описанному выше. Так как при изменении частоты вращения валов изменяется длительность полученных прямоугольных импульсов, а следовательно, и их площадь, то с помощью второй дифференцирующей цепи 51, соединенной с выходом триггера согласующим усилителем 48, из прямоугольных импульсов формируются одинаковые по площади разнополярные экспоненциальные импульсы (рис. 2, з), что обеспе-

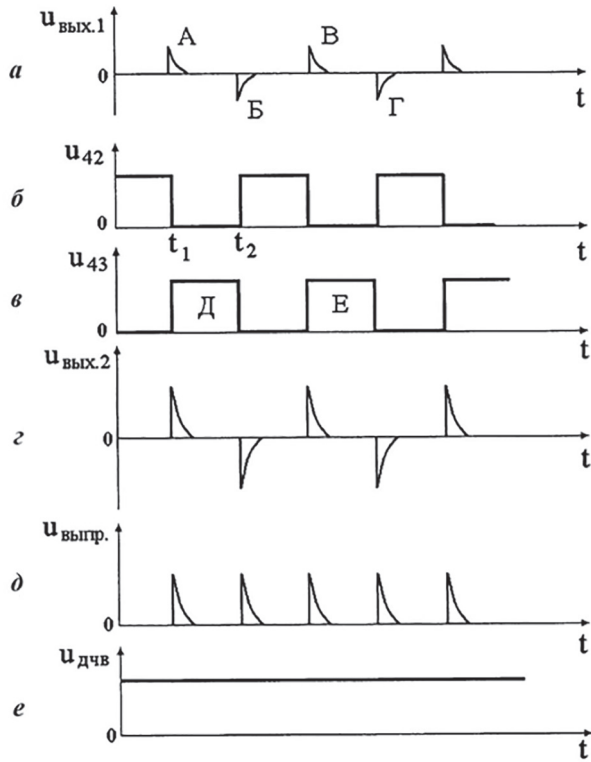


Рис. 2. Изменение напряжения в электрических цепях

чивает возможность применения операции их интегрирования цепью 55 после выполнения операции выпрямления (рис. 2, д). На выходе цепи 55 формируется напряжение, уровень которого пропорционален частоте вращения валов (рис. 2, е).

При равных частотах вращения  $n_1$  и  $n_2$  шестерен 15 и 16 приводных валов 8, 9 (рис. 1), дифференциал разблокирован (рис. 3, промежуток времени от 0 до  $t_1$ ).

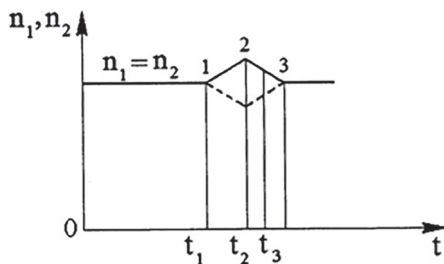


Рис. 3. Изменение частот вращения валов

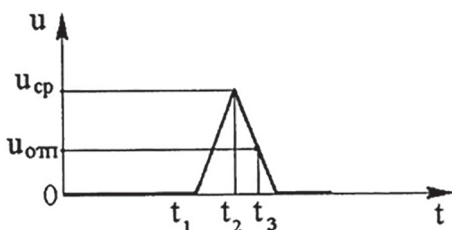


Рис. 4. Изменение напряжения на выходе усилителя

Если появляется разность частот вращения (рис. 4) приводных валов 8 и 9, то на выходе сумматора появляется управляющее напряжение, пропорциональное разности частот вращения валов 8 и 9. Это напряжение (см. рис. 4) усиливается транзисторным усилителем 29 и подается на обмотку 23 (рис. 1) золотника 21. При достижении разностью частот вращения валов 8 и 9 заданной предельной величины (рис. 3, момент времени  $t_2$ ) напряжение на выходе усилителя (рис. 4, момент времени  $t_2$ ) становится равным напряжению срабатывания  $u_{ср}$  (рис. 5). Электромагнитный золотник 21 (рис. 1), перемещается, тем самым, блокируя дифференциал независимо от водителя.

При снижении разности частот вращения  $n_1$  и  $n_2$  приводных валов 8 и 9 до величины  $u_{отп}$  в момент времени  $t_3$  (рис. 4) напряжение на выходе сумматора снижается, а следовательно, снижается напряжение на выходе усилителя 29 (рис. 1). Когда напряжение на выходе усилителя становится равным напряжению  $u_{отп}$  (рис. 4 и 5) электромагнитный золотник приходит в исходное состояние, а значит дифференциал разблокирован.

Экономический эффект при установке предлагаемого устройства на трактор достигается путем снижения затрат на эксплуатацию за счет улучшения его проходимости, из-за своевременного блокирования и разблокирования межколесного дифференциала.

### Результаты и их обсуждение

Создано устройство блокирования и разблокирования межколесного дифференциала с использованием для получения информации о моменте блокировки и разблокировки величины разности частот вращения ведущих колес. При этом преобразуется частота вращения колес в напряжение, производится опре-

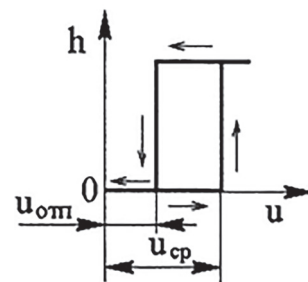


Рис. 5. Зависимость перемещения золотника от подаваемого на его обмотку напряжения от усилителя

деление разности напряжений сумматором, выпрямление этой разности и усиление ее. С выхода усилителя полученное напряжение подается на обмотку электромагнита золотника. При достижении напряжения, равного напряжению срабатывания золотника с выхода усилителя, золотник перемещается, дифференциал блокируется при снижении напряжения с выхода усилителя до напряжения отпускания золотник возвращается в исходное состояние и дифференциал разблокируется.

### Заключение

Разработанное устройство автоматического управления блокировкой и разблокировкой межколесного дифференциала, по сравнению с известным, обеспечивает повышение проходимости колесного трактора.

### Литература

1. Гуревич А.М., Сорокин Е.М. Тракторы и автомобили. М.: Колос, 1974. 400 с.
2. Шарипов В.М., Апельинский Д.В., Арустамов Л.Х. и др. Тракторы. Конструкция / Под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Машиностроение. 2012. 790 с.
3. Шарипов В.М., Бирюков М.К., Дементьев Ю.В. и др. Тракторы и автомобили / Под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Издательский дом «Спектр», 2010. 351 с.
4. Геращенко В.В. и др. Усовершенствованная система автоматического управления скоростью движения // Автомобильная промышленность. 2017. № 2. С. 11–13.
5. Геращенко В.В. Стенд для определения статической характеристики датчика крутящего момента // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2007. № 12. 2007. С. 40–41.

6. Геращенко В.В., Яскевич М.Я., Миронов К.Д. Оперативная оценка буксования сцепления тягово-транспортных машин // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 1. С. 22–24.
7. Геращенко В.В. и др. Экологичное и топливосберегающее технологическое оборудование автомобильного транспорта. СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2016. 146 с.

### References

1. Gurevich A.M., Sorokin E.M. Traktory i avtomobili [Tractors and automobiles]. Moscow: Kolos Publ., 1974. 400 p.
2. Sharipov V.M., Apelinskiy D.V., Arustamov L.Kh. i dr. Traktory. Konstruktsiya [Tractors. Design]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow: Mashinostroenie Publ.. 2012. 790 p.
3. Sharipov V.M., Biryukov M.K., Dement'ev Yu.V. i dr. Traktory i avtomobili [Tractors and automobiles]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow: Izdatel'skiy dom «Spektr» Publ., 2010. 351 p.
4. Gerashchenko V.V. i dr. Advanced automatic speed control system. Avtomobil'naya promyshlennost'. 2017. No 2, pp. 11–13 (in Russ.).
5. Gerashchenko V.V. Bench for determining the static characteristic of the torque sensor. Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny. 2007. No 12, pp. 40–41 (in Russ.).
6. Gerashchenko V.V., Yaskevich M.Ya., Mironov K.D. Operational evaluation of slippage traction vehicles. Traktory i sel'khoz mashiny. 2012. No 1, pp. 22–24 (in Russ.).
7. Gerashchenko V.V. i dr. Ekologichnoe i toplivosberegayushchee tekhnologicheskoe oborudovanie avtomobil'nogo transporta [Eco-friendly and fuel-efficient technological equipment for road transport]. SPb.: Izd-vo Politekhnikeskogo un-ta Publ., 2016. 146 p.

# СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ

## METHOD FOR DETERMINING THE DISPLACEMENT PARAMETERS OF AN AGRICULTURAL MOBILE MACHINE

**А.С. ПАВЛЮК**, д.т.н.  
**А.С. БАРАНОВ**, к.т.н.

Алтайский государственный технический университет  
им. И.И. Ползунова, baranowas@mail.ru

**A.S. PAVLYUK**, DSc in Engineering  
**A.S. BARANOV**, PhD in Engineering

Polzunov Altai State Technical University, baranowas@mail.ru

Технологии прецизионного сельского хозяйства, активно применяемые в развитых странах в настоящее время, приводят к значительному экономическому эффекту и повышению экологичности сельскохозяйственного производства. Основой высокоточного земледелия является применение спутниковых радионавигационных систем. Спутниковые навигационные системы обеспечивают возможность получения данных о характеристиках движения сельскохозяйственной мобильной машины. Однако указанные данные без использования базовых станций не обладают точностью, достаточной для выполнения ряда работ в сельскохозяйственном производстве. В то же время повышение точности ведет к несопоставимому росту затрат. Авторами был разработан способ определения положения мобильной машины, который может применяться для землеобработки в сельском хозяйстве. Технология обеспечивает повышение точности определения положения объекта на местности, а также снижение стоимости оборудования, используемого для этих целей. Способ реализуется с помощью установки по краям участка перемещения сельскохозяйственной мобильной машины двух уголкового отражателей. Отражатели снабжены индивидуальными фильтрами излучения. Передатчик импульса света и датчик первого типа устанавливаются на сельскохозяйственной мобильной машине. Передатчик излучает свет в направлении уголкового отражателя. Отраженный импульс света попадает в принимающее устройство и регистрируется датчиком второго типа. После регистрации отраженных импульсов определяют время между появлением первичного импульса и появлением отраженных импульсов. При известных значениях времени появления импульсов находят расстояние от сельскохозяйственной мобильной машины до уголкового отражателя и, соответственно, координаты машины на плоскости. Повышение точности полученных данных связано с уменьшением расстояния прохождения импульсов электромагнитного излучения. Таким образом, указанный способ рекомендуется использовать для повышения эффективности проведения посевных работ, выполнения междурядной обработки культур, внесения удобрений и уборки урожая.

**Ключевые слова:** сельскохозяйственная мобильная машина, положение на плоскости, уголкового отражатели, фильтры излучения, принимающее устройство, импульс света.

Technologies of precision agriculture, actively used in developed countries at the present time, lead to a significant economic effect and increase the environmental friendliness of agricultural production. The basis of high-precision agriculture is the use of satellite radio navigation systems. Satellite navigation systems provide the ability to obtain data on the characteristics of the movement of an agricultural mobile machine. However, these data without the use of base stations do not have the accuracy sufficient to perform a number of works in agricultural production. At the same time, increasing accuracy leads to an incomparable increase in costs. The authors developed a method for determining the position of a mobile machine, which can be used for agricultural land processing. The technology provides an increase in the accuracy of determining the position of the object on the ground, as well as a reduction in the cost of equipment used for these purposes. The method is realized by means of installation on the edges of the moving sector of the agricultural mobile machine of two corner reflectors. Reflectors are equipped with individual radiation filters. The light pulse transmitter and the first type sensor are mounted on an agricultural mobile machine. The transmitter emits light in the direction of the corner reflectors. The reflected light pulse enters the receiving device and is detected by a second type sensor. After recording the reflected pulses, the time between the appearance of the primary pulse and the appearance of reflected pulses is determined. At known values of the time of appearance of pulses, the distance from the agricultural mobile machine to the angle reflectors and, accordingly, the coordinates of the machine on the plane are found. The increase in the accuracy of the data obtained is associated with a decrease in the distance traveled by pulses of electromagnetic radiation. Thus, this method is recommended to be used to improve the efficiency of seeding, inter-row crop processing, fertilization and harvesting.

**Keywords:** agricultural mobile machine, position on the plane, corner reflectors, radiation filters, receiving device, light pulse.



## Введение

Концепция прецизионного сельского хозяйства, активно реализуемая фермерскими хозяйствами в зарубежных странах, является актуальной и для российских сельскохозяйственных производителей. Внедрение передовых технологий прецизионного сельского хозяйства позволяет повысить урожайность, снизить экологическую нагрузку и, в конечном счете, ведет к значительному экономическому эффекту сельскохозяйственного производства.

Прецизионное земледелие предполагает получение точных данных о характеристиках движения объекта. Передачу такой информации обеспечивает применение приемников спутниковой радионавигационной системы (ПСРНС) [1].

Спутниковые радионавигационные системы (СРНС) в последние годы активно используются при выполнении мониторинга, проведении сельскохозяйственной обработки почвы, для работ, требующих высокой точности по время посевной кампании, а также обработки уже засеянных площадей, при внесении удобрений. Сельскохозяйственные производители имеют в своем распоряжении статистические карты (урожайности, внесения удобрений и другие), составляемые с помощью географических информационных систем, позволяющие осуществлять информационную поддержку производителей.

При выполнении сельскохозяйственных работ используется специальное оборудование, которое дает возможность моделировать карты посевных площадей, проектировать навигационную сеть, разрабатывать маршруты движения сельскохозяйственных мобильных машин [1–4].

Сигналы, передаваемые ПСРНС, содержат информацию, позволяющую последнему находить такие параметры, как координаты объекта в пространстве, его скорость движения и точное время. Такие приборы стали прототипами автонавигаторов, устанавливаемых на автотранспортных средствах.

К настоящему времени созданы две спутниковые системы: ГЛОНАСС (глобальная навигационная спутниковая система), развернутая Россией, и GPS NAVSTAR (Global Positioning System), развернутая США. В любом месте Земли ПСРНС принимает сигналы с навигационных космических аппаратов. Количество спутников, которые передают данные приемнику, определяется рядом внешних факторов и может достигать двенадцати единиц. В то же время, для определения текущего местопо-

жения приемника (широта, долгота, высота) число спутников не должно быть меньше четырех. При увеличении количества спутников погрешность определения координат нахождения объекта уменьшается.

Общеизвестным является то, что любое препятствие, находящееся между спутником и антенной приемника, затрудняет распространение радиоволн и, как следствие, оказывает негативное воздействие на уверенный прием. К таким препятствиям для частот, принимаемых приемниками спутниковых навигационных систем, можно отнести здания и сооружения, зеленые насаждения, стекла и т.п. Кроме того, в условиях ограниченного пространства возможно формирование отраженного сигнала, что также оказывает влияние на качество приема. На открытой местности погрешность определения координат местоположения объекта может составлять величину, превышающую минимально возможное значение в два раза, а в лесных массивах – до трех раз [1].

Технологии земледелия, использующие СРНС, обладают высокой стоимостью их внедрения и использования, соответственно, являются труднодоступными для большинства фермерских хозяйств России в современных экономических условиях. По этой причине необходима разработка альтернативных технологий получения точных данных о характеристиках движения объекта.

## Цель исследования

Целью исследования является на основании известных способов фиксации местоположения транспортных средств на плоскости разработать способ, позволяющий определять параметры перемещения сельскохозяйственной мобильной машины на обрабатываемом участке поверхности, который обеспечит бы повышение точности определения положения объекта на местности, а также снижение стоимости оборудования, используемого для этих целей.

## Материалы и методы

Проведем анализ существующих способов определения параметров перемещения транспортных средств на плоскости.

В отечественной литературе встречается незначительное количество работ российских авторов, посвященных данному вопросу. Один из таких способов предполагает использование гироскопического полукompаса, установленного на мобильной машине. С помощью указанного полукompаса производится измерение угловых отклонений продольной оси мобиль-

ной машины от заданного направления движения и углов поворота рулевого колеса [5].

Недостатками данного способа являются ограниченные возможности исследования динамики движения мобильной машины посредством определения курсового угла, так как при этом отсутствует возможность определения поперечных смещений мобильной машины, при которых курсовой угол не изменяется, а также низкая точность определения угловых отклонений мобильной машины вследствие влияния суточного вращения Земли на показания гироскопического полукомпыаса.

Следующим способом фиксации местоположения транспортных средств в пространстве является способ определения положения мобильной машины при движении, использующий несколько GPS-антенн. При его реализации используется электромагнитное излучение, полученное от передатчика спутниковой навигационной системы и воспринимаемое принимающим устройством. Данное устройство снабжено антеннами, установленными на концах жестких штанг в точках мобильной машины, не лежащих на одной прямой. Определение траектории движения и положения мобильной машины в пространстве производится в каждый момент проведения измерения координат путем определения координат положения не менее трех антенн. Определение координат различных точек мобильной машины при движении производится относительно неподвижной системы отсчета на основании положения данных антенн [6].

Помимо перечисленных существует способ определения положения мобильной машины при движении, при реализации которого осуществляется определение координат положения мобильной машины и ее продольной оси, то есть курсового угла мобильной машины при движении относительно неподвижной системы отсчета [7].

Общими основными недостатками вышеприведенных способов [6, 7] являются невысокая точность определения положения мобильной машины при движении из-за большого расстояния прохождения импульсов электромагнитного излучения от спутников космической навигационной системы. Прохождение импульсом такого большого расстояния связано с образованием различного типа помех. Также способам свойственна повышенная стоимость исполнения оборудования вследствие использования спутниковой навигационной системы. При этом дополнительное применение систем базовых станций для повышения точности измерения связано с удорожанием и усложнением спутниковых навигационных систем.

Для повышения точности определения положения сельскохозяйственной мобильной машины при движении и снижения стоимости применяемого оборудования предлагается разработанный на кафедре «Автомобили и автомобильное хозяйство» Алтайского государственного технического университета способ определения положения мобильной машины на плоскости [8].

## Результаты и обсуждение

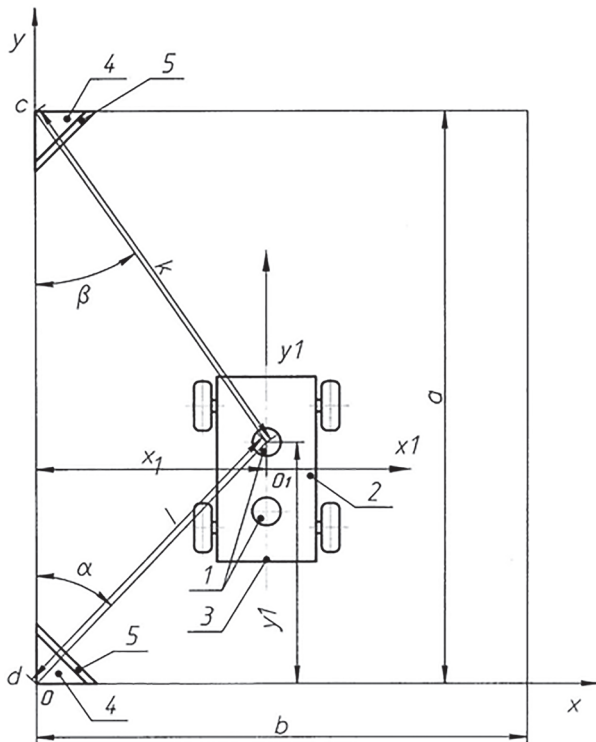
Способ реализуется с помощью установки по краям участка, по которому перемещается мобильная машина, двух уголкового отражателя с индивидуальными фильтрами излучения. Затем производят передачу первичного импульса электромагнитного излучения, являющегося импульсом света. Передатчик импульса света, а вместе с ним и датчик первого типа для регистрации первичного импульса установлены на мобильной машине. Отраженный импульс электромагнитного излучения от уголкового отражателя с индивидуальными фильтрами излучения попадает в принимающее устройство, в качестве которого используют преимущественно объектив типа «рыбий глаз» или линзу Френеля. Датчики второго типа, установленные на мобильной машине, производят регистрацию отраженных импульсов, имеющих разную частоту. После регистрации отраженных импульсов определяют время между появлением первичного импульса и появлением отраженных импульсов от уголкового отражателя. При известных значениях времени появления импульсов находят расстояние от мобильной машины до уголкового отражателя и, соответственно, координаты машины на плоскости.

Повышение точности определения положения мобильной машины при движении обусловлено значительным уменьшением расстояния прохождения импульсов электромагнитного излучения от передатчика к принимающему устройству.

Снижение стоимости изготовления применяемого оборудования для реализации способа обусловлено использованием передатчика и принимающего устройства, установленных на мобильной машине, при отсутствии необходимости применения сложной дорогостоящей спутниковой навигационной системы для получения импульса электромагнитного излучения.

На рис. 1 изображена схема реализации способа определения положения мобильной машины на плоскости.

Способ определения положения мобильной машины на плоскости реализуется при



**Рис. 1. Схема реализации способа определения положения мобильной машины на плоскости:**  $XOY$  – неподвижная система отсчета;  $X_1O_1Y_1$  – подвижная система отсчета, жестко связанная с мобильной машиной;  $a$  – размер участка перемещения мобильной машины по оси  $y$ ;  $b$  – размер участка перемещения мобильной машины по оси  $x$ ;  $c, d$  – точки установки угловых отражателей по краям участка перемещения мобильной машины;  $k$  – расстояние от углового отражателя, установленного в точке  $c$ , до измерительного устройства, установленного на мобильной машине;  $l$  – расстояние от углового отражателя, установленного в точке  $d$ , до измерительного устройства, установленного на мобильной машине;  $\alpha$  – угол между осью  $y$  неподвижной системы отсчета  $XOY$  и линией, соединяющей точку  $d$  установки углового отражателя;  $\beta$  – угол между осью  $x$  неподвижной системы отсчета  $XOY$  и линией, соединяющей точку  $c$  установки углового отражателя

помощи измерительного устройства 1, содержащего передатчик с датчиком первого типа, принимающее устройство с датчиками второго типа и блок управления на базе компьютера, связанный с передатчиком и принимающим устройством (на рис. 1 не показаны), и жестко закрепленного на мобильной машине 2 с продольной осью 3, угловыми отражателями 4 с индивидуальными оптическими фильтрами 5 излучения, имеющими различные цвета, соответствующие цветам фильтров на датчиках второго типа. Количество принимающих устройств равно числу угловых отражателей 4.

Способ реализуется следующим образом.

По краям участка местности движения сельскохозяйственной мобильной машины 2 устанавливают не менее двух угловых отражателей 4 с индивидуальными фильтрами 5 излучения, с заранее известным расположением относительно участка.

При движении мобильной машины 2 производят передачу первичного импульса света в плоскости движения мобильной машины 2 от передатчика и регистрацию первичного импульса датчиком первого типа, установленным на мобильной машине. Световой поток распространяется в круговом направлении.

Затем производят восприятие отраженного импульса света от угловых отражателей 4 с индивидуальными фильтрами 5 излучения через принимающее устройство и регистрацию отраженных импульсов, имеющих разную частоту, полученных от угловых отражателей датчиками второго типа, установленными на мобильной машине. Таким образом, часть светового потока воспринимается угловыми отражателями и возвращается в виде отраженного импульса в зону расположения передатчика с частотой, обусловленной установленным на нем индивидуальным фильтром определенного цвета. Отраженный импульс принимается датчиками второго типа и передается в блок управления.

Далее определяют время между появлением первичного импульса и появлением отраженных импульсов от угловых отражателей 4, что реализуется блоком управления. По частоте отраженного импульса судят, от какого углового отражателя он вернулся.

При известных значениях времени появления импульсов находят расстояние от мобильной машины 2 до угловых отражателей 4. Величины расстояний от измерительного устройства 1 до угловых отражателей 4 определяют координаты измерительного устройства в неподвижной системе отсчета  $XOY$  по формулам:

$$k = CT_c/2,$$

где  $k$  – расстояние от углового отражателя, установленного в точке  $c$ , до измерительного устройства, установленного на мобильной машине;  $C$  – скорость распространения света;  $T_c$  – время прохождения импульса света от измерительного устройства, установленного на мобильной машине, до углового отражателя, установленного в точке  $c$ , и обратно;

$$l = CT_d/2,$$

где  $l$  – расстояние от углового отражателя, установленного в точке  $d$ , до измерительного

го устройства, установленного на мобильной машине;  $T_d$  – время прохождения импульса света от измерительного устройства, установленного на мобильной машине, до уголкового отражателя, установленного в точке  $d$ , и обратно.

Потом находят по нижеприведенной зависимости координаты машины 2 на плоскости:

$$x^1 = (l^2 - y_1^2)^{0,5},$$

где  $x_1$  – координата мобильной машины по оси  $x$ ;  $y_1$  – координата мобильной машины по оси  $y$ ;

$$y^1 = (l^2 - k^2 + a^2) / 2a,$$

где  $a$  – размер участка перемещения мобильной машины по оси  $y$ .

Установка дополнительно одного или нескольких измерительных устройств 1 позволит определить ориентацию продольной оси 3 мобильной машины 2 относительно неподвижной системы координат  $XOY$ . Угол наклона продольной оси относительно оси  $OX$  определяют из следующего соотношения:

$$\alpha = \arccos((y_1 - y_2) / \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2}).$$

Также для определения положения продольной оси мобильной машины возможна установка дополнительно одного или нескольких измерительных устройств с другими частотами излучения.

### Заключение

Использование предлагаемого изобретения [8] по сравнению с известными способами обеспечивает повышение точности определения положения мобильной машины при движении и снижение стоимости изготовления оборудования для реализации способа. Указанный способ может применяться для повышения эффективности проведения посевных работ, выполнения междурядной обработки культур, внесения удобрений и уборки урожая.

### Литература

1. Соловьев Ю.А. Системы спутниковой навигации. М.: Эко-Трендз, 2000. 270 с.
2. Lowenberg-DeBoer Jess. The Precision Agriculture Revolution // Foreign Affairs. 2015. Vol. 94. No. 3. Режим доступа: <https://www.foreignaffairs.com/articles/united-states/2015-04-20/precision-agriculture-revolution> Дата обращения 27.02.2017).
3. Yousefi1 M.R., Razdari A.M. Application of GIS and GPS in Precision Agriculture // International Journal of Advanced Biological and Biomedical Research. 2015. Vol. 3. No. 1. pp. 7–9.

4. Tayari1 E., Jamshid A.R., Goodarzi H.R. Role of GPS and GIS in precision agriculture // Journal of Scientific Research and Development. 2015. Vol. 2. No. 3. pp. 157–162.
5. Цимбалин В.Б., Кравец В.Н., Кудрявцев С.М., Успенский И.Н., Песков В.И. Испытания автомобилей. М.: Машиностроение, 1978. 199 с.
6. Павлюк А.С., Павлюк С.А., Ашихмин Д.В. Способ определения положения мобильной машины при движении: патент на изобретение № 2288451, Российская Федерация. Опубликовано 27.11.2006. Бюл. № 33.
7. Hrovat D.D., Tseng H.E., Yester J.L. Vehicle Dynamics Measuring Apparatus and Method Using Multiple GPS Antennas. Patent US, no. 6671587, 2003.
8. Павлюк А.С., Баранов А.С. Способ определения положения мобильной машины на плоскости: патент на изобретение № 2608792, Российская Федерация. Опубликовано 24.01.2017. Бюл. № 3.

### References

1. Solov'ev Yu.A. Sistemy sputnikovoy navigatsii [Systems of satellite navigation]. Moscow: Eko-Trendz Publ., 2000. 270 p.
2. Lowenberg-DeBoer Jess. The Precision Agriculture Revolution // Foreign Affairs. 2015. Vol. 94. No. 3. URL: <https://www.foreignaffairs.com/articles/united-states/2015-04-20/precision-agriculture-revolution> Data obrashcheniya 27.02.2017).
3. Yousefi1 M.R., Razdari A.M. Application of GIS and GPS in Precision Agriculture // International Journal of Advanced Biological and Biomedical Research. 2015. Vol. 3. No. 1. pp. 7–9.
4. Tayari1 E., Jamshid A.R., Goodarzi H.R. Role of GPS and GIS in precision agriculture // Journal of Scientific Research and Development. 2015. Vol. 2. No. 3. pp. 157–162.
5. Tsimbalin V.B., Kravets V.N., Kudryavtsev S.M., Uspenskiy I.N., Peskov V.I. Ispytaniya avtomobiley. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1978. 199 p.
6. Pavlyuk A.S., Pavlyuk S.A., Ashikhmin D.V. Sposob opredeleniya polozheniya mobil'noy mashiny pri dvizhenii [Method for determining the position of the mobile machine while driving]: patent na izobretenie No 2288451, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 27.11.2006. Byul. No 33.
7. Hrovat D.D., Tseng H.E., Yester J.L. Vehicle Dynamics Measuring Apparatus and Method Using Multiple GPS Antennas. Patent US, no. 6671587, 2003.
8. Pavlyuk A.S., Baranov A.S. Sposob opredeleniya polozheniya mobil'noy mashiny na ploskosti [Method for determining the position of a mobile machine on a plane]: patent na izobretenie No 2608792, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 24.01.2017. Byul. No 3.

# МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ВИНТОВОГО Г-ОБРАЗНОГО НОЖА ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ ФРЕЗЫ

## MODELING THE OPERATION OF A SCREW L-SHAPED KNIFE OF A TILLER

**С.Б. ДРАНЯЕВ**  
**М.Н. ЧАТКИН**, д.т.н.  
**С.М. КОРЯВИН**

Национальный исследовательский Мордовский  
государственный университет им. Н.П. Огарева,  
s.dranyaev2010@yandex.ru

**S.B. DRANYAEV,**  
**M.N. CHATKIN**, DSc in Engineering  
**S.M. KORYAVIN**

N.P.Ogarev Mordovia State University, s.dranyaev2010@yandex.ru

Стандартные Г-образные ножи при работе подвергаются воздействию различного рода нагрузкам. Форма лезвий Г-образных ножей не отвечает требованию выполнения скользящего резания, что приводит к повышению энергоёмкости фрезерования почвы. Для обеспечения оптимальных условий резания без обволакивания сорняками и забивания ножей необходимо, чтобы в любом сечении лезвия (в плоскости вращения) угол его установки  $\gamma$  (резания) был постоянен. Поэтому лезвие ножа следует выполнить по винтовой линии, что позволит обеспечить его плавное вхождение и скользящее резание при движении в почве. Цель исследования – повышение качества и снижение энергозатрат обработки почвы путем выбора рационального угла установки лезвия и оптимизации параметров винтовых Г-образных ножей фрезы. Для изучения работы и процесса нагружения винтового Г-образного ножа фрезы использовался метод конечных элементов из прикладной библиотеки АРМ FEM системы КОМПАС-3D. Конструкцию ножа разбивали на элементы, чтобы показать их перемещения и деформации через смещения граничных точек (узлов) элемента, затем определяли узловые смещения, деформации и напряжения. В ходе исследования изучалась зависимость значений линейных перемещений и величин напряжений в зависимости от угла установки лезвия ножа ( $\gamma = 35^\circ \dots 60^\circ$ ). Результаты исследования показали, что при увеличении угла установки лезвия до  $\gamma = 60^\circ$  суммарные линейные перемещения уменьшились на 18 % достигнув 0,6978 мм, по сравнению с  $\gamma = 35^\circ$  (0,8455 мм) при максимальной нагрузке 2000 Н. Нож с углом установки  $\gamma = 60^\circ$  имеет значения коэффициента запаса прочности выше, чем нож с  $\gamma = 35^\circ$  по всем ступеням нагрузки (500, 1000, 1500 и 2000 Н). Винтовой нож с большим углом установки наиболее приемлем для фрезерования почвы со скольжением, что характерно при обработке дернины. В результате исследования предложено для фрезерования почвы с высоким качеством использовать ножи с винтовой рабочей поверхностью.

**Ключевые слова:** почвообрабатывающая фреза, нож, угол установки лезвия, скользящее резание, винтовая поверхность, энергоёмкость, нагрузка, почва.

During the operation, standard L-shaped knives are exposed to various loads. The shape of the L-shaped knife blades does not meet the requirement of performing sliding cutting, which leads to an increase in the energy intensity of milling the soil. To ensure optimal cutting conditions without weed-covering and knife blocking, it is necessary that in any section of the blade (in the plane of rotation) the angle of its setting  $\gamma$  (cutting) is constant. Therefore, the blade of the knife should be made on a screw line, which will ensure its smooth entry and sliding cutting when moving in the soil. The purpose of the study is to improve the quality and reduce the energy consumption of soil cultivation by selecting a rational angle for installing the blade and optimizing the parameters of the screwed L-shaped cutter blades. To study the work and the loading process of the screw L-shaped cutter knife, the finite element method was used from the APM FEM application library of the KOMPAS-3D system. The design of the knife was broken into elements to show their movements and deformations through the displacements of the boundary points (knots) of the element, then the nodal displacements, deformations and stresses were determined. In the course of the study, the dependence of the values of linear displacements and stress values was studied depending on the angle of installation of the knife blade ( $\gamma = 35^\circ \dots 60^\circ$ ). The results of the study showed that as the angle of the blade was increased to  $\gamma = 60^\circ$ , the total linear displacements decreased by 18 % reaching 0,6978 mm, compared to  $\gamma = 35^\circ$  (0,8455 mm) at a maximum load of 2000 N. The knife with an installation angle  $\gamma = 60^\circ$  has safety factor values higher than a knife with  $\gamma = 35^\circ$  for all load stages (500, 1000, 1500 and 2000 N). The screw knife with a large installation angle is most suitable for milling soil with slip, which is typical for sod processing. As a result of the research it was proposed to use knives with a screw working surface for milling the soil with high quality.

**Keywords:** tiller, knife, angle of blade installation, sliding cutting, helical surface, energy intensity, load, soil.

## Введение

Выбор рационального и эффективного способа обработки почвы является основой для обеспечения энергосберегающих технологий сельскохозяйственного производства. Одну из ведущих ролей в этом процессе играет использование фрезерных почвообрабатывающих машин с приводом рабочих органов от вала отбора мощности трактора. В системе современной почвообработки машины с активными рабочими органами (фрезы, бороны) позволяют наиболее полно и рационально использовать весь диапазон мощности двигателя энергонасыщенных тракторов.

Почвообрабатывающие фрезы давно зарекомендовали себя с положительной стороны. Анализ исследований показал эффективность обработки почвы этими машинами, в частности тяжелыми по механическому составу. Достоинства фрезерных машин: хорошие крошение почвы, заделка удобрений и растительных остатков, уничтожение сорняков. В результате получаем условия для оптимального роста и развития растений путем улучшения водно-воздушного и теплового режимов почвы, ее структурности. Однако фрезы не избежали недостатков, которые ограничивают их широкое применение на полях сельскохозяйственных предприятий. К ним можно отнести: большой вес, недостаточная надежность отдельных узлов конструкции, высокое значение энергоемкости процесса фрезерования почвы [1].

Фрезы комплектуются ножами различной формы: Г-образные, прямые, изогнутые, геликоиды, рыхлящие ножи и др. Анализ конструктивных схем и технических характеристик современных почвообрабатывающих фрез показал, что наиболее распространены Г-образные ножи, которые универсальны и несложны в изготовлении. Однако они отрезают почвенную стружку и перерезают сорняки без условия скольжения, что чревато повышением энергоемкости и забиванием растительностью. Прямые ножи при входе в почву соприкасаются с ней всей длиной лезвия, приводят к возникновению ударных напряжений в конструкции ножей и элементах привода фрезы [2].

Геометрические размеры Г-образных ножей изменяются в широких пределах, а форма их очень разнообразна. Так, угол стреловидности вертикальной стойки  $\varepsilon_0 = 30...90^\circ$ , подрезающей части  $\varepsilon_0 = 35...90^\circ$ , радиус загиба  $r = 0,015...0,08$  м; режущая кромка вертикаль-

ной стойки и подрезающей части у некоторых типов фрез прямолинейная, у других же – криволинейная (винтовая в том числе) [3].

Поэтому актуальной является задача повышения технического уровня почвообрабатывающих фрез с целью снижения энергоемкости при высоких показателях качества обработки почвы. В статье рассмотрим вопросы выбора и обоснования оптимальных конструктивно-технологических параметров рабочих органов (ножей) фрез. Эти параметры в основном определяют энергозатраты работы фрезы, качество обработки почвы и нагрузки в узлах привода.

Чтобы обеспечить постоянство угла установки плоскости крыла ножа в любой точке лезвия, получить ровное дно борозды и безударное вхождение лезвия в почву (при условии скользящего резания), лезвие ножа выполняем по винтовой линии. Нож фрезы, имеющий винтовую поверхность (в зоне загиба и крыла), показан на рис. 1 [4].

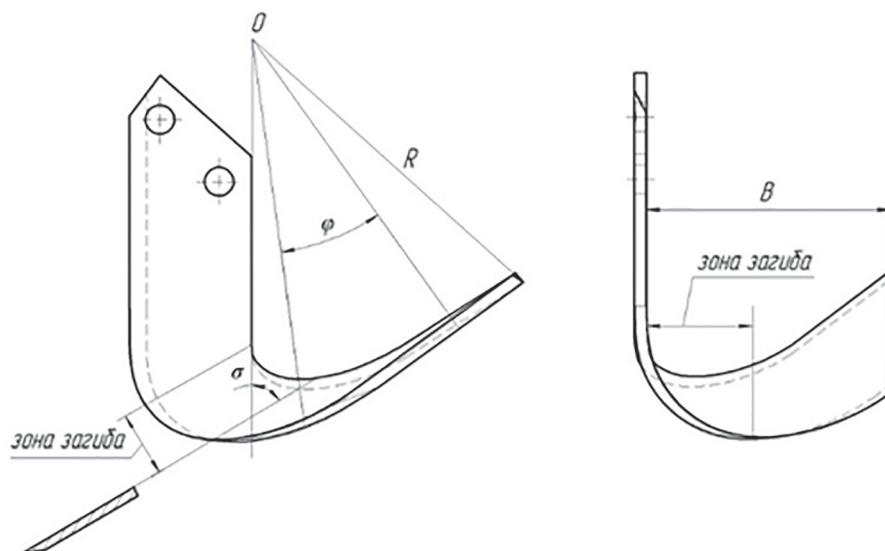
Уравнения винтовой линии режущей кромки для указанного ножа имеют следующий вид [5]:

$$\left. \begin{aligned} x &= R \cdot \sin(\sigma + \nu); \\ y &= -R \cdot \cos(\sigma + \nu); \\ z &= R \cdot \operatorname{tg} \tau \nu, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $\nu$  – переменный угловой параметр, определяющий величину угла поворота образующей вокруг оси ротора;  $R$  – радиус ротора;  $\tau$  – угол подъема винтовой линии;  $\sigma$  – угол установки.

Из уравнений (1) следует, что расстояние  $R$  от линии лезвия ножа до оси барабана и угол ее подъема постоянны. Если лезвие ножа выполнено по винтовой линии, то угол между касательной в любой точке лезвия ножа и перпендикуляром к радиусу  $R$  в плоскости вращения везде постоянен. С использованием приведенных уравнений и конструктивно-технологических параметров фрезы ФА-0,76 сконструированы и изготовлены ножи с винтовыми элементами.

Нельзя создать качественные и надежные узлы и детали почвообрабатывающих орудий без их всестороннего инженерного анализа, который сейчас выполняется с помощью современных программных средств и способствуют принятию на его основе грамотных конструкторских решений. Под инженерным анализом понимается исследование напряженно-деформированного состояния моделей проектиру-



**Рис. 1. Г-образный рабочий орган с винтовой поверхностью:**

$R$  – радиус ротора;  $\sigma$  – угол установки;  $B$  – ширина захвата рабочего органа;  
 $\varphi$  – угол обхвата режущей кромки

емых ножей фрезерных машин, получение их динамических характеристик и характеристик устойчивости при постоянных и переменных режимах внешнего нагружения.

### Цель исследования

Целью исследования является повышение качества и снижение энергозатрат обработки почвы путем выбора оптимальных параметров винтовых Г-образных ножей фрезы.

### Материалы и методы

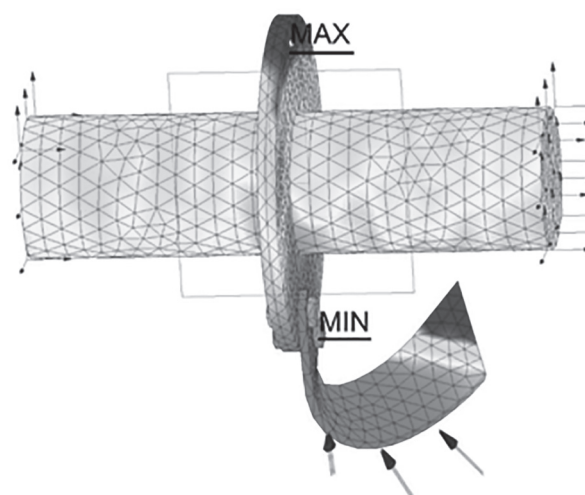
За объект исследования выбран винтовой нож фрезы, закрепленный на диске фрезбарабана. Нож фрезы взаимодействует с обрабатываемой средой – почвой. В процессе отрезания и деформации почвы возникают реакции и моменты сопротивления. Для изучения процесса нагружения ножа наиболее эффективным приближенным методом является метод конечных элементов, с учетом выбранного контролируемого параметра (угла установки лезвия ножа  $\gamma$ ).

Для полноценного конечно-элементного анализа необходимо [6]:

- построить модель проектируемого винтового ножа в трехмерном пространстве (рис. 2);
- привести разбиение модели ножа на конечные элементы (рис. 3);
- выполнить весь комплекс необходимых вычислений;
- определить узловые смещения, деформации и напряжения в разных областях конструкции винтового ножа фрезы.



**Рис. 2. Модель винтового ножа в трехмерном пространстве**



**Рис. 3. Разбиение ножа на конечные элементы в программе**

- визуализировать полученные результаты и корректно интерпретировать их с целью принятия правильных конструкторских решений.

Реализация метода конечных элементов заключается в следующем: целостная модель конструкции винтового ножа заменяется дискретной путем разбиения ее на области – конечные элементы. В каждой области поведение модели описывается с помощью отдельного набора функций, представляющих собой напряжения и перемещения. Конечные элементы соединяются узлами. Взаимодействие конечных элементов друг с другом осуществляется только через узлы. Конечные элементы, расположенные определенным образом, в зависимости от конструкции объекта, закрепленные в соответствии с граничными условиями, позволяют адекватно описать все многообразие моделей конструкций и деталей [6].

К конечному элементу могут быть приложены внешние нагрузки (сосредоточенные и распределенные силы и моменты), которые приводятся к узлам данного элемента и носят название узловых нагрузок.

При расчетах винтового ножа методом конечных элементов вначале определяются перемещения узлов его модели. Величины внутренних усилий в элементе пропорциональны перемещениям в узлах элемента. Коэффициентом пропорциональности выступает квадратная матрица жесткости элемента, количество строк которой равно числу степеней свободы элемента (в общем случае это есть произведение числа степеней свободы в узле на число узлов элемента). Все остальные параметры конечного элемента, такие как внутренние усилия, напряжения, поле перемещений и т.п., вычисляются на основе его узловых перемещений.

Основными типами применяемых на практике конечных элементов являются: стержневые, пластинчатые, объемные, специальные (типа совместных перемещений или упругих связей).

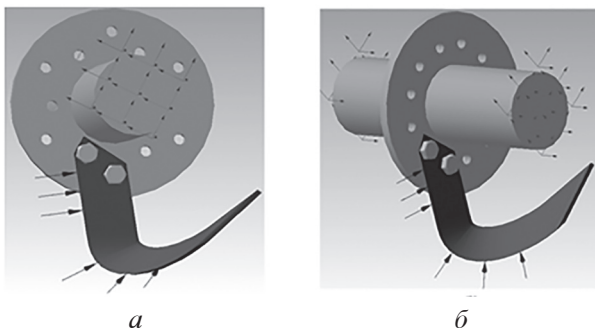


Рис. 4. Винтовые ножи с углами установки лезвия 35° (а) и 60° (б)

Для проведения расчета, с учетом условий работы ножа фрезерного культиватора, были заданы следующие параметры: материал ножа – сталь 65Г, модуль упругости  $E = 212000$  МПа, модуль сдвига  $G = 82000$  МПа, твердость HRC = 46...52. Также были заданы геометрические параметры винтового ножа для фрезы ФА-0,76, полученные с учетом теоретических исследований [7].

Максимальная нагрузка  $P$  выбиралась с учетом удельного сопротивления почвы и была принята за 2000 Н. Интервал изменения нагрузки – 500 Н.

Закрепление ножа на диске принимаем с углами установки лезвия  $\gamma = 35^\circ$  и  $\gamma = 60^\circ$  (рис. 4). Рассмотрим напряжения, возникающие в рабочем органе при отрезании почвенной стружки. Движение ножа в почве носит сложный характер, поэтому величину деформации будем рассматривать в направлении трех осей координат.

Линейные перемещения (деформации), возникающие в различных элементах конструкции винтового ножа при воздействии приложенных нагрузок ( $P = 2000$  Н) в зависимости от величины угла установки, показаны на рис. 5 и 6.

Результаты автоматизированного расчета перемещений элементов конструкции ножа сведены в табл. 1.

На рис. 7 приведена зависимость линейных перемещений  $S$  от величины прилагаемой нагрузки  $P$  и величины угла установки лезвия  $\gamma$  рабочего органа.

Линейные перемещения имеют наибольшие значения по оси OY на крыле ножа, выполняющем завершающую часть процесса отрезания почвенной стружки. Суммарные линейные

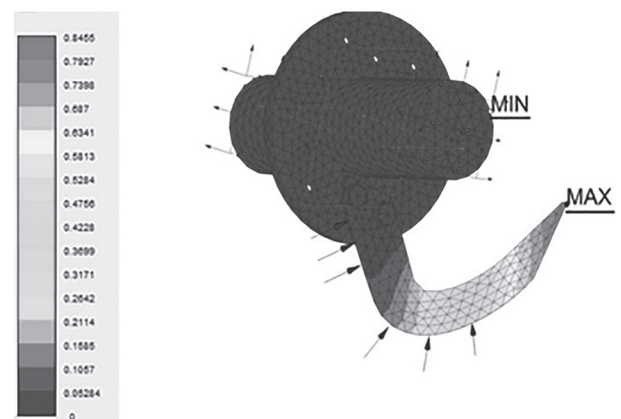


Рис. 5. Суммарное линейное перемещение ( $P = 2000$  Н и  $\gamma = 35^\circ$ )



Таблица 1

Линейные перемещения (деформации) элементов конструкции ножей по осям координат

Угол установки лезвия $\gamma$	Нагрузка, $P$ , Н	Перемещение по оси $OX$ , мм	Перемещение по оси $OY$ , мм	Перемещение по оси $OZ$ , мм	Суммарное перемещение, мм
60°	500	0,01825	0,1077	0,00162	0,1744
	1000	0,03651	0,2154	0,00324	0,3489
	1500	0,05474	0,3231	0,00486	0,5231
	2000	0,07307	0,4309	0,00648	0,6978
35°	500	0,00198	0,06907	0,00190	0,2113
	1000	0,00393	0,1381	0,00381	0,4228
	1500	0,00591	0,2072	0,00571	0,6341
	2000	0,01787	0,7863	0,00761	0,8455

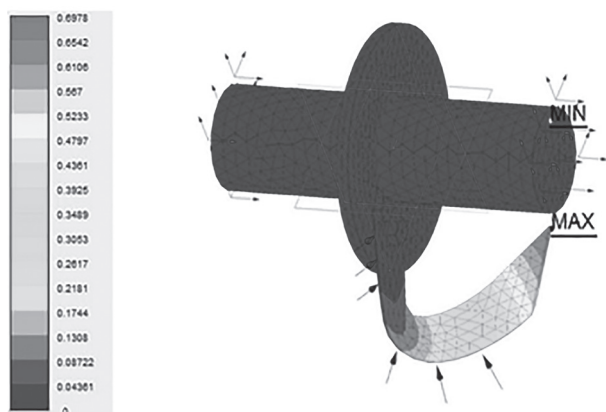


Рис. 6. Суммарное линейное перемещение ( $P = 2000$  Н и  $\gamma = 60^\circ$ )

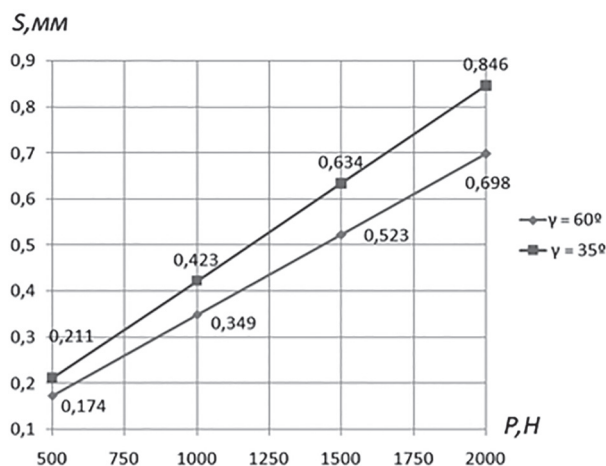


Рис. 7. Зависимость суммарных линейных  $S$  перемещений от нагрузок  $P$  и угла установки  $\gamma$  винтового ножа

перемещения  $S$  имеют меньшую величину (0,6978 мм) при использовании ножа с углом установки лезвия  $\gamma = 60^\circ$ .

Приведем распределение величины коэффициента запаса по прочности в элементах конструкции ножа. Знание величины коэффициента запаса прочности необходимо для того, чтобы обеспечить безопасную, надежную

работу конструкции и отдельных ее частей, несмотря на возможные неблагоприятные отклонения действительных условий их работы от расчетных.

На рис. 8 и 9 показаны распределения коэффициента запаса прочности по конструкции рабочего органа в зависимости от степени нагружения ( $P = 2000$  Н) и угла установки лезвия ножа.

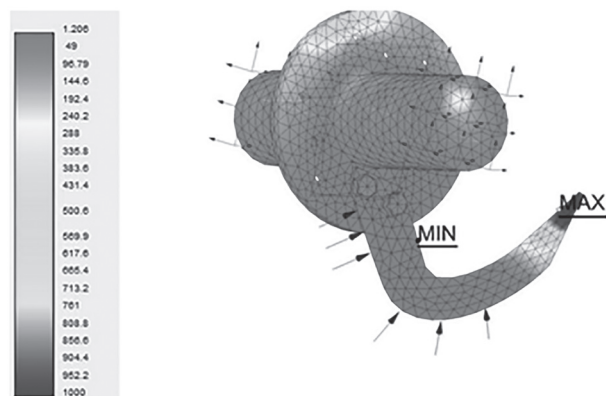


Рис. 8. Значение коэффициента запаса прочности ( $P = 2000$  Н и  $\gamma = 35^\circ$ )

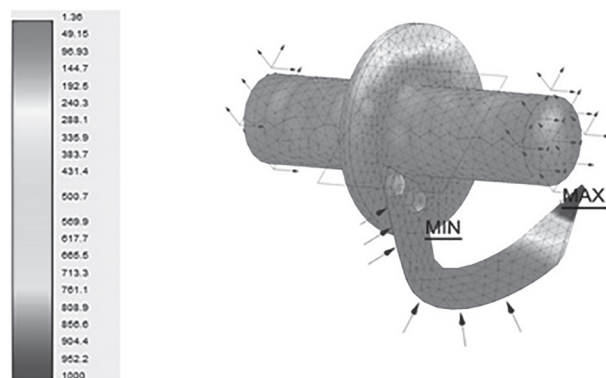


Рис. 9. Значение коэффициента запаса прочности ( $P = 2000$  Н и  $\gamma = 60^\circ$ )

Значения коэффициента запаса по прочности  $n$ 

Угол установки лезвия $\gamma$	Нагрузка, $P$ , Н	Минимальное значение $n$	Максимальное значение $n$
60°	500	5,439	1000
	1000	2,719	1000
	1500	1,813	1000
	2000	1,36	1000
35°	500	4,822	1000
	1000	2,411	1000
	1500	1,607	1000
	2000	1,206	1000

Результаты автоматизированного расчета коэффициента запаса прочности конструкции винтового ножа сведены в табл. 2.

Общий коэффициент запаса прочности ( $n$ ) расчлняем на ряд составляющих, частных коэффициентов запаса прочности, каждый из которых отражает влияние на прочность элемента конструкции какого-либо определенного фактора или группы факторов. Например, один из коэффициентов отражает возможные отклонения механических характеристик материала от принимаемых в качестве расчетных, другой – отклонения величин действующих нагрузок от их расчетных значений и т.д.

На рис. 10 приведены зависимости величины предела прочности конструкции ножа от его угла установки лезвия и степени нагрузки на него.

Для винтового рабочего органа с углом установки лезвия  $\gamma = 60^\circ$  значения коэффициента запаса прочности выше, чем для ножа с  $\gamma = 35^\circ$  по всем ступеням нагрузки ( $P = 500, 1000, 1500$  и  $2000$  Н). Следовательно, для практического применения более подходящим является нож с углом установки лезвия  $\gamma = 60^\circ$ .

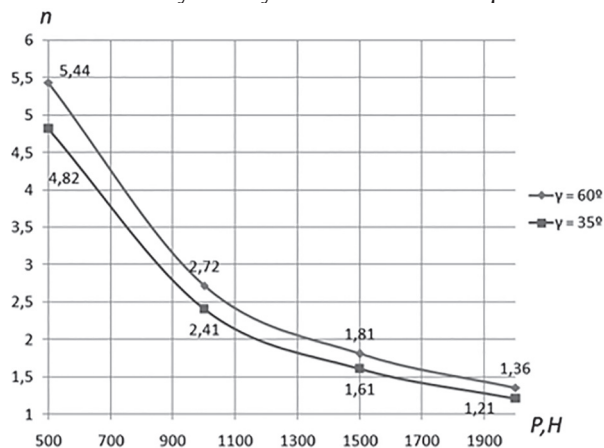


Рис. 10. Значения коэффициента запаса прочности  $n$  в зависимости от нагрузки  $P$  и угла установки ножа  $\gamma$

## Результаты и обсуждение

Анализ полученных данных моделирования процесса нагрузки ножа с винтовой поверхностью показывает, что при использовании рабочего органа с углом установки лезвия  $\gamma = 60^\circ$  линейные перемещения (деформации) по осям  $Ox$ ,  $Oy$  и  $Oz$  имеют меньшие значения, чем с ножом, имеющим угол установки  $\gamma = 35^\circ$ . В итоге, суммарные перемещения ножа с  $\gamma = 60^\circ$  составили на 18 % меньше (0,6978 мм), чем у ножа с  $\gamma = 35^\circ$  (0,8455 мм).

Активный рабочий орган с большим углом установки лезвия показал лучшие результаты по коэффициенту запаса прочности элементов конструкции на всех ступенях нагружения ( $n = 1,36$  при  $P = 2000$  Н). Винтовой нож с  $\gamma = 35^\circ$  показал следующий результат:  $n = 1,206$  при  $P = 2000$  Н. Разница составила 11,32 %.

## Выводы

1. Переднюю грань лезвия Г-образного ножа фрезерного культиватора следует устанавливать под определенным углом  $\gamma$ . Чтобы сохранить этот угол постоянным в процессе отрезания почвенной стружки, получить ровное дно борозды, обеспечить безударное вхождение лезвия ножа в почву, его необходимо выполнить по винтовой линии.

2. Если лезвие ножа выполнено по винтовой линии, то расстояние  $R$  от линии лезвия до оси барабана, угол ее подъема постоянны. Это определяет условие, когда угол между касательной в любой точке лезвия ножа и перпендикуляром к радиусу  $R$  в плоскости вращения везде постоянен.

3. На этапе проектирования ножей фрезерного культиватора для получения рациональных параметров целесообразно использовать

метод конечных элементов из пакета библиотеки программы КОМПАС-3D.

4. По результатам моделирования наиболее подходящим для практического применения оказался рабочий орган, имеющий угол установки  $\gamma = 60^\circ$ . Параметры ножа обеспечивают условие скользящего резания и снижение энергоемкости фрезерования при высоком качестве обработки почвы.

### Литература

1. Чаткин М. Н. Кинематика и динамика ротационных почвообрабатывающих рабочих органов с винтовыми элементами. Саранск: Изд-во Мордовского ун-та, 2007. 398 с.
2. Драняев С.Б., Чаткин М.Н., Корявин С.М., Ломакина К.В. Обоснование параметров и формы активных рабочих органов двойного действия почвообрабатывающих фрез // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: сб. науч. тр. междунар. науч.-практ. конф., посвящ. памяти д.т.н., профессора Ф.Х. Бурумкулова. Саранск: Изд-во Мордовского ун-та, 2016. С. 335–340.
3. Драняев С.Б., Чаткин М.Н., Овчинников В.А. Характеристика рабочих органов с винтовой поверхностью фрезерных почвообрабатывающих машин // Ресурсосберегающие экологически безопасные технологии производства и переработки сельскохозяйственной продукции: материалы X Междунар. науч.-практ. конф., посвящ. памяти проф. С.А. Лапшина, Саранск, 17–18 апр. 2014 г. Саранск: Изд-во Мордовского ун-та, 2014. С. 308–313.
4. Драняев С.Б., Чаткин М.Н., Лещанкин А.И., Купряшкин В.Ф. Нож почвообрабатывающей фрезы: патент на полезную модель № 93199, Российская Федерация. Опубликовано 27.04.2010. Бюл. № 12.
5. Драняев С.Б., Чаткин М.Н., Овчинников В.А. Вопросы проектирования ножей почвообрабатывающих фрез с условием скользящего резания // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: межвуз. сб. науч. тр. Саранск: Изд-во Мордовского ун-та, 2013. С. 22–25.
6. Фокин В.Г. Метод конечных элементов в механике деформируемого твердого тела. Самара: Самарский гос. техн. ун-т, 2010. 131 с.
7. Лещанкин А.И. Теоретические основы ротационных почвообрабатывающих рабочих органов с винтовыми поверхностями. Саратов: изд-во Саратовского ун-та, 1986. 208 с.

### References

1. Chatkin M.N. Kinematika i dinamika rotatsionnykh pochvoobrabatyvayushchikh rabochikh organov s vintovymi elementami [Kinematics and dynamics of rotary tillers with screw elements]. Saransk: Izd-vo Mordovskogo un-ta Publ., 2007. 398 p.
2. Dranyaev S.B., Chatkin M.N., Koryavin S.M., Lomakina K.V. Substantiation of parameters and form of active working organs of double action of tillage cutters. Energoeffektivnye i resursosberegayushchie tekhnologii i sistemy: sb. nauch. tr. mezhdunar. nauch.-prakt. konf., posvyashch. pamyati d.t.n., professora F.Kh. Burumkulova [Energy-efficient and resource-saving technologies and systems: collection of scientific works of international scientific and practical conference dedicated to memory of Doctor of Technical Sciences, Professor F.Kh. Burumkulov]. Saransk: Izd-vo Mordovskogo un-ta Publ., 2016, pp. 335–340 (in Russ.).
3. Dranyaev S.B., Chatkin M.N., Ovchinnikov V.A. Characteristics of working elements with a screw surface of milling tillers. Resursosberegayushchie ekologicheski bezopasnye tekhnologii proizvodstva i pererabotki sel'skokhozyaystvennoy produktsii: materialy Kh Mezhdunar. nauch.-prakt. konf., posvyashch. pamyati prof. S.A. Lapshina [Resource-saving environmentally safe technologies of production and processing of agricultural products: materials of X international scientific and practical conference dedicated to the memory of professor S.A. Lapshin], Saransk, 17–18 apr. 2014 g. Saransk: Izd-vo Mordovskogo un-ta Publ., 2014, pp. 308–313 (in Russ.).
4. Dranyaev S.B., Chatkin M.N., Leshchankin A.I., Kupryashkin V.F. Nozh pochvoobrabatyvayushchey frezy [The knife of the tiller]: patent na poleznuyu model'. No 93199, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 27.04.2010. Byul. No 12.
5. Dranyaev S.B., Chatkin M.N., Ovchinnikov V.A. The problems of designing knives for tillers with the condition of sliding cutting. Energoeffektivnye i resursosberegayushchie tekhnologii i sistemy: mezhdunar. sb. nauch. tr. [Energy-efficient and resource-saving technologies and systems: interuniversity collection of scientific works]. Saransk: Izd-vo Mordovskogo un-ta Publ., 2013, pp. 22–25 (in Russ.).
6. Fokin V.G. Metod konechnykh elementov v mekhanike deformiruemogo tverdogo tela [Finite element method in mechanics of deformable solids]. Samara: Samarskiy gos. tekhn. un-t Publ., 2010. 131 p.
7. Leshchankin A.I. Teoreticheskie osnovy rotatsionnykh pochvoobrabatyvayushchikh rabochikh organov s vintovymi poverkhnostyami [Theoretical foundations of rotary tillers with screw surfaces]. Saratov: izd-vo Saratovskogo un-ta Publ., 1986. 208 p.

# МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ БОКОВОГО УВОДА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ПРИ ПАХОТЕ

## MATHEMATICAL MODEL OF THE CATERPILLAR TRACTOR SIDE DRIVE DURING PLOWING

**Б.М. ПОЗИН**, д.т.н.  
**И.П. ТРОЯНОВСКАЯ**, д.т.н.  
**Н.К. НОСКОВ**

Южно-Уральский государственный университет (НИУ),  
tripav@rambler.ru

**B.M. POZIN**, DSc in Engineering  
**I.P. TROYANOVSKAYA**, DSc in Engineering  
**N.K. NOSKOV**

South Ural State University (national research university),  
tripav@rambler.ru

Вопросы курсовой устойчивости движения сельскохозяйственного тракторного агрегата приобретают наибольшую актуальность при пахоте, так как на плуге (в силу геометрии его рабочих поверхностей) возникает дополнительный разворачивающий момент, который может увести трактор в сторону от прямолинейного движения. Трактористу приходится часто подправлять движение трактора, что способствует быстрой его утомляемости и, как следствие, снижению производительности работ. Разработка математической модели движения трактора под действием внешней внецентренной нагрузки на крюке позволит определить предельное значение сдвигающей силы. Увод трактора под действием внешних сил (без участия со стороны тракториста) представляет собой пассивный поворот, которому в настоящее время в теории криволинейного движения гусеничного трактора уделено недостаточно внимания, так как теория поворота направлена, как правило, на исследования активного движения (при управляющем воздействии тракториста). Увод представляет собой совокупность управляемого прямолинейного движения и неуправляемого сдвига под действием боковой составляющей силы на крюке. Учитывая невысокие рабочие скорости движения трактора, можно составить квазистатическую модель криволинейного движения при уводе, которая состоит из дифференциальных уравнений движения и условий равновесия внешних сил при предельном страгивании. В результате решения системы представленных уравнений получены траектории движения трактора при различной нагрузке на крюке. Разработанная математическая модель позволяет: исследовать траекторию движения на различных почвенных фонах; найти оптимальные соотношения веса трактора и силы сопротивления на крюке; изучить влияние параметров рабочего органа (точки крепления плуга и угла наклона лемешной поверхности) на характеристики движения.

**Ключевые слова:** пассивный поворот, увод трактора, страгивание, внецентренная нагрузка, предельная сдвигающая сила, нагрузка на крюке.

The questions of the course stability of the movement of the agricultural tractor aggregate acquire the greatest urgency in the plowing, since an additional unfolding moment arises on the plow (due to the geometry of its working surfaces), which can lead the tractor aside from rectilinear motion. The tractor driver often has to correct the movement of the tractor, which contributes to its quick fatigue and, as a result, a decrease in the productivity of the work. The development of a mathematical model of the tractor's motion under the influence of an external eccentric load on the hook will allow to determine the limiting value of the shearing force. The withdrawal of the tractor under the influence of external forces (without participation from the tractor driver) is a passive turn, which currently is not paid enough attention in the theory of the curvilinear motion of the caterpillar tractor, since the theory of rotation is usually directed to the studies of active movement (under the control action of the tractor operator). The drift is a set of controlled rectilinear motion and uncontrolled shear under the action of the lateral component of force on the hook. Considering the low operating speeds of the tractor, it is possible to compile a quasistatic model of curvilinear motion during withdrawal, which consists of differential equations of motion and equilibrium conditions of external forces in the event of limiting friction. As a result of solving the system of presented equations, trajectories of the tractor's motion are obtained under different load on the hook. The developed mathematical model allows: to study the trajectory of motion on various soil backgrounds; find the optimal ratio of the weight of the tractor and the drag force on the hook; to study the influence of the parameters of the working element (the attachment point of the plow and the angle of inclination of the plow surface) on the characteristics of motion.

**Keywords:** passive turning, tractor withdrawal, traction, eccentric load, ultimate shearing force, hook load.

## Введение

Пахота почвы является наиболее энергоёмкой сельскохозяйственной операцией. При пахоте на плуге возникают поперечные составляющие силы сопротивления, приводящие к отклонению трактора от прямолинейной траектории, которое получило название увода [1], или пассивного поворота [2].

## Цель исследования

Целью исследования является разработка математической модели увода гусеничного трактора под действием внешней внецентренной нагрузки на крюке.

Учитывая, что траектория увода трактора, как правило, представляет собой некую криволинейную траекторию [3], математическая модель должна описывать криволинейное движение тракторного агрегата. Существующая теория поворота гусеничного трактора направлена, как правило, на исследования активного поворота. Однако пассивный увод имеет не менее важное практическое значение, особенно для тракторов сельскохозяйственного назначения [4–7].

## Методика исследования

Представим увод как совокупность активного прямолинейного движения под управлением тракториста и пассивный вращательный сдвиг машины под действием внешнего усилия на плуге [8, 9].

Модель управляемого движения гусеничного трактора представляет собой дифференциальные уравнения, позволяющие построить траекторию его движения.

Пассивный сдвиг – это начало (или конец) вращательного движения по условиям предельного трения [8]. При разработке математической модели бокового увода гусеничного трактора используем теорию трения Ф.А. Опейко [10, 11].

## Результаты исследования и их обсуждение

При разработке математической модели рассмотрим сельскохозяйственный трактор общего назначения на операции вспашки почвы. Особенностью движения сельскохозяйственного трактора является малая, почти постоянная рабочая скорость при пахоте. Это делает правомерным принятие допущения об отсутствии касательного  $a_t \approx 0$  и нормального  $a_n \approx 0$  ускорений, действующих на трактор.

Тогда уравнения движения центра масс трактора в декартовой системе координат имеют вид:

$$X_c = X_0 + \int_S \cos \alpha dS \text{ и } Y_c = Y_0 + \int_S \sin \alpha dS,$$

где  $X_c = 0$  и  $Y_c = 0$  – начальные координаты криволинейной траектории;  $\alpha$  – угол касательной к кривой в точке с осью  $X$  (рис. 1);  $dS$  – дифференциал дуги кривой в точке.

Представим дугу  $S$  через радиус кривизны  $\rho$  и угол касательной  $\alpha$  соотношением  $dS = \rho d\alpha$ . Учитывая, что радиус кривизны  $\rho(\tau)$  и угол  $\alpha(\tau)$  являются переменными функциями времени, т.е.

$$\rho = V \frac{d\tau}{d\alpha} \text{ и } \alpha = \int_{\tau} \frac{V}{\rho} d\tau,$$

то уравнения траектории движения центра масс трактора примут вид:

$$X_c = \int_0^T V \cos \left( \int_0^t \frac{V}{\rho} d\tau \right) dt \text{ и } Y_c = \int_0^T V \sin \left( \int_0^t \frac{V}{\rho} d\tau \right) dt, \quad (1)$$

где  $t, T$  – текущее время и время всего процесса вспашки соответственно.

В результате, величина увода (бокового отклонения от прямолинейного движения)  $Y_c$  полностью определяется радиусом кривизны траектории  $\rho$ , который в свою очередь зависит от внешнего сдвигающего воздействия  $P$  со стороны плуга.

Поскольку криволинейное движение гусеничного трактора на пахоте почвы происходит на малых скоростях, то условие равновесия произвольной плоской системы сил имеют вид:

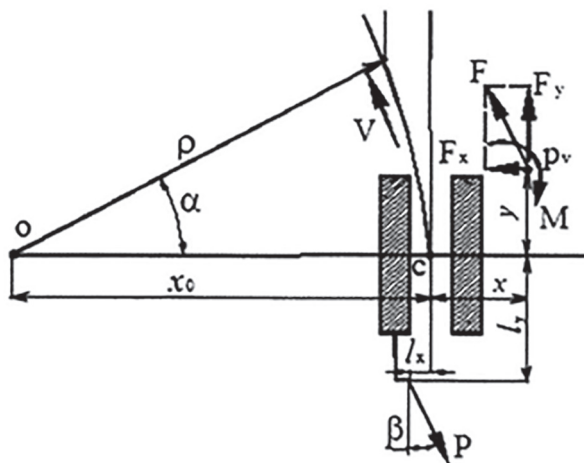


Рис. 1. Схема увода гусеничного трактора

$$\begin{cases} P \sin\beta - F_x = 0; \\ -P \cos\beta + F_y = 0; \\ l_y P \sin\beta + l_x P \cos\beta + x F_y + y F_x - M = 0, \end{cases} \quad (2)$$

где  $P$  – внешняя крюковая нагрузка, действующая на плуг;  $\beta$  – угол между крюковой нагрузкой и продольной осью трактора (определяется конфигурацией плуга);  $l_x, l_y$  – плечи составляющих крюковой силы  $P$  относительно центра масс;  $x, y$  – неизвестные координаты центра скольжения гусениц относительно центра масс;  $F_x, F_y$  – проекции результирующей реакции со стороны грунта на трактор;  $M$  – результирующий момент трения в контакте гусениц с почвой (момент сопротивления повороту).

Из анализа уравнений равновесия (2) следует, что сдвиг (следовательно, и увод) наступает только в случае, когда сила  $P$  достигает предельного значения реакций со стороны грунта ( $F_x, F_y, M$ ), которые в свою очередь ограничены трением сцепления.

Следовательно, для каждой точки приложения и направления сдвигающей силы существует только одно ее предельное значение, после которого имеет место сдвиг и увод, что подтверждено экспериментальными исследованиями [12].

Согласно теории трения Ф.А. Опейко [10, 11], силовые факторы в контакте с грунтом ( $F_x, F_y, M$ ) тоже являются функциями неизвестных координат центра скольжения ( $x, y$ ).

В случае приведения всех элементарных сил со стороны почвы к центру скольжения  $C$  (рис. 1) силовые факторы реакций ( $F_x, F_y, M$ ) имеют вид:

$$\begin{cases} F_x = q \iint_{\eta\xi} \varphi \frac{y - \tau}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}} d\xi d\eta; \\ F_y = q \iint_{\eta\xi} \varphi \frac{x - \xi}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}} d\xi d\eta; \\ M = q \iint_{\eta\xi} \varphi \sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2} d\xi d\eta, \end{cases} \quad (3)$$

где  $q$  – нормальное давление гусеницы на почву;  $\varphi$  – коэффициент трения-сцепления гусеницы с почвой;  $\xi, \eta$  – текущие координаты точек контакта гусениц с грунтом. В связи с незначительной, по сравнению с длиной, шириной гусеницы последней можно прене-

бречь, что позволит заменить двумерные интегралы (3) одномерными погрешностью не более 2 % [13].

Введение переменного коэффициента трения-сцепления  $\varphi$  позволит учесть деформативные свойства почвы. В теории активного поворота гусеничных машин для описания переменного коэффициента  $\varphi$  используют зависимость, представленную в работе В.В. Кацыгина [14].

Особенностью увода трактора являются малые боковые смещения  $S$  точек гусеницы (на порядок меньше, чем при активном повороте). Следовательно, боковая деформация почвы находится в области упругой деформации, что позволяет использовать зависимость:

$$\varphi = \varphi_{\max} \frac{\delta}{\delta_{\max}}, \quad (4)$$

где  $\varphi_{\max} 0,8 \dots 0,95$  – максимальное значение коэффициента сцепления гусеничного движителя с определенным типом грунта;  $\delta_{\max} \approx 0,5$  – значение буксования, когда коэффициент сцепления достигает своего максимального значения;  $\delta = x / (x + \rho)$  – текущее значение буксования в точке гусеницы, зависящее от радиуса кривизны  $\rho$ .

Пренебрегая шириной гусеницы и учитывая упругость почвы, посредством переменного коэффициента трения-сцепления (4), двойные интегралы силовых факторов (3) упрощаются:

$$\begin{cases} F_x = q \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\varphi_{\max}}{\delta_{\max}} \frac{(x + \rho)(y - \tau)}{\sqrt{\left(x - \frac{B}{2}\right)^2 + (y - \tau)^2}} d\eta; \\ F_y = q \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\varphi_{\max}}{\delta_{\max}} \frac{(x + \rho)\left(x - \frac{B}{2}\right)}{\sqrt{\left(x - \frac{B}{2}\right)^2 + (y - \eta)^2}} d\eta; \\ M = q \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\varphi_{\max}}{\delta_{\max}} (x + \rho) \sqrt{\left(x - \frac{B}{2}\right)^2 + (y - \eta)^2} d\eta, \end{cases}$$

где  $L, B$  – база и колея гусеничного трактора соответственно.

Таким образом, силовые факторы, возникающие в контакте гусеницы с грунтом, являются функциями неизвестного радиуса  $\rho$  кривизны трактории, значение которого вычисляется путем решения системы уравнений (2). Далее по законам движения (1) строится траектория трактора во времени.

С использованием разработанной математической модели был проведен численный эксперимент. Для примера проведены расчеты траектории движения гусеничного трактора Т-10 с плугом при различной крюковой нагрузке.

Результаты расчетов представлены на рис. 2.

### Заключение

Разработана математическая модель увода гусеничного трактора при пахоте, позволяющая исследовать:

- траектории движения на различных типах почвы;
- оценить влияние значения внецентренной крюковой нагрузки на траекторию движения;
- изучить влияние параметров рабочего органа (точки крепления плуга и угла наклона лемешной поверхности) на характеристики движения;
- найти оптимальные соотношения веса трактора и сил сопротивления на крюке.

### Литература

1. Трояновская И.П. Модель увода гусеничного трактора при пахоте // *Техника в сельском хозяйстве*. 2014. № 3. С. 29–31.
2. Позин Б.М., Трояновская И.П., Апанасик В.Г. Задачи пассивного поворота гусеничной машины (постановка, модель движения) // *Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия Машиностроение*. 2007. Вып. 10. № 25 (97). С. 70–74.
3. Трояновская И.П. Исследование увода гусеничного пахотного трактора // *Механізація та електрифікація сільського господарства*. Украина: Глеваха. 2014. Т.2. Вып. 99. С. 161–168.
4. Егоров Л.И. Исследование некоторых вопросов управляемости гусеничных лесосечных машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1972. 25 с.
5. Реймер В.В. Обоснование методики повышения эффективности эксплуатации колесных тракторов класса 1,4 при работе на наклонной опорной поверхности: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Оренбург, 2012. 24 с.
6. Рославцев А.В. Разработка методов и средств исследования движения машинно-тракторных агрегатов: автореф. дис. ... докт. техн. наук. Москва, 1996. 64 с.
7. Тарасова С.В. Обоснование способа курсовой стабилизации колесного трактора при выполне-

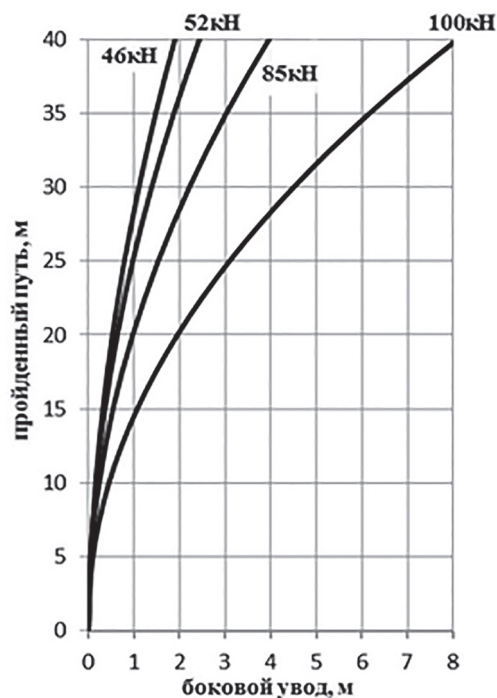


Рис. 2. Траектории движения трактора Т10 с различной крюковой нагрузкой

нии сельскохозяйственных операций на наклонной опорной поверхности: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Оренбург, 2015. 24 с.

8. Апанасик В.Г., Позин Б.М., Трояновская И.П. Задача страгивания в теории поворота транспортных и тяговых машин // *Механика и процессы управления моторно-трансмиссионных систем транспортных машин: сборник научных трудов Всероссийской научно-технической конференции Уральского отделения Российской Академии Наук, Институт машиноведения, Курган: КГУ*. 2003. С. 156–159.
9. Апанасик В.Г., Позин Б.М., Трояновская И.П. Пассивный поворот гусеничной машины (задача страгивания) // *Достижение науки – агропромышленному производству: материалы XLIII Международной научно-технической конференции*. Челябинск: ЧГАУ. 2004. Ч.2. С. 204–208.
10. Опейко Ф.А. Колесный и гусеничный ход. Минск: Акад. с.-х. наук БССР, 1960. 228 с.
11. Гуськов В.В., Опейко А.Ф. Теория поворота гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1984. 168 с.
12. Апанасик В.Г., Бурматов В.А., Костюченко В.И. и др. Экспериментальные исследования пассивного поворота гусеничной машины при страгивании // *Достижение науки – агропромышленному производству: материалы XLIII Международной научно-технической конференции*. Челябинск: ЧГАУ. 2004. Ч. 2. С. 201–204.

13. Позин Б.М. Совершенствование параметров промышленных гусеничных тракторов: дис. ... докт. техн. наук, Москва, 1991. 62 с.
14. Кацыгин В.В. Основы теории выбора оптимальных параметров сельскохозяйственных машин и орудий // В кн.: Вопросы сельскохозяйственной механики. Минск: Урожай, 1965. Т. 13. С. 31–64.

## References

1. Troyanovskaya I.P. Model of crawler tractor removal during plowing. *Tekhnika v sel'skom khozyaystve*. 2014. No 3, pp. 29–31 (in Russ.).
2. Pozin B.M., Troyanovskaya I.P., Apanasik V.G. Tasks of passive rotation of a tracked vehicle (setting, motion model). *Vestnik Yuzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya Mashinostroenie* [Bulletin of the South Ural State University. Mechanical Engineering series]. 2007. Vyp.10. No 25(97), pp. 70–74 (in Russ.).
3. Troyanovskaya I.P. Research of crawler tractor traction. *Mekhanizatsiya ta elektrifikatsiya sil's'kogo gospodarstva. Ukraina: Glevakha*. 2014. Vol. 2. Vip. 99, pp. 161–168 (in Russ.).
4. Egorov L.I. Issledovanie nekotorykh voprosov upravlyaemosti gusenichnykh lesosechnykh mashin: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Research of some questions of controllability of caterpillar logging machines: abstract of dissertation for degree of Candidate of technical sciences]. Moscow, 1972. 25 p.
5. Reymer V.V. Obosnovanie metodiki povysheniya effektivnosti ekspluatatsii kolesnykh traktorov klassa 1,4 pri rabote na naklonnoy opornoй poverkhnosti: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [The substantiation of a technique of increase of efficiency of operation of wheel tractors of a class 1,4 at work on the inclined support surface: abstract of dissertation for degree of Candidate of technical sciences]. Orenburg, 2012. 24 p.
6. Roslavtsev A.V. Razrabotka metodov i sredstv issledovaniya dvizheniya mashinno-traktornykh agregatov: avtoref. dis. ... dokt. tekhn. nauk [Development of methods and means for investigating the movement of machine-tractor units: abstract of dissertation for degree of Candidate of technical sciences]. Moscow, 1996. 64 p.
7. Tarasova S.V. Obosnovanie sposoba kursovoy stabilizatsii kolesnogo traktora pri vypolnenii sel'skokhozyaystvennykh operatsiy na naklonnoy opornoй poverkhnosti: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Justification of the method of course stabilization of the wheeled tractor when performing agricultural operations on an inclined support surface: abstract of dissertation for degree of Candidate of technical sciences]. Orenburg, 2015. 24 p.
8. Apanasik V.G., Pozin B.M., Troyanovskaya I.P. The problem of striking in the theory of turning transport and traction machines. *Mekhanika i protsessy upravleniya motornotransmissionnykh sistem transportnykh mashin: sbornik nauchnykh trudov Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii Ural'skogo otdeleniya Rossiyskoy Akademii Nauk, Institut mashinovedeniya* [Mechanics and control processes of motor-transmission systems of transport vehicles: a collection of scientific papers of the All-Russian Scientific and Technical Conference of the Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, the Institute of Engineering Science], Kurgan: KGU Publ. 2003, pp. 156–159 (in Russ.).
9. Apanasik V.G., Pozin B.M., Troyanovskaya I.P. Passive rotation of a tracked vehicle (breakaway task). *Dostizhenie nauki – agropromyshlennomu proizvodstvu: materialy XLIII Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii* [Achievement of science for agro-industrial production: materials of the XLIII International Scientific and Technical Conference]. Chelyabinsk: ChGAU Publ. 2004. Ch. 2, pp. 204–208 (in Russ.).
10. Opeyko F.A. Kolesnyy i gusenichnyy khod [Wheel and caterpillar drive]. Minsk: Akad. s.-kh. nauk BSSR Publ., 1960. 228 p.
11. Gus'kov V.V., Opeyko A.F. Teoriya povorota gusenichnykh mashin [Theory of turn of caterpillar vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1984. 168 p.
12. Apanasik V.G., Burmatov V.A., Kostyuchenko V.I. i dr. Experimental studies of the passive turn of a tracked vehicle in the case of breakaway. *Dostizhenie nauki – agropromyshlennomu proizvodstvu: materialy XLIII Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii* [Achievement of science for agro-industrial production: materials of the XLIII International Scientific and Technical Conference]. Chelyabinsk: ChGAU Publ. 2004. Ch. 2, pp. 201–204 (in Russ.).
13. Pozin B.M. Sovershenstvovanie parametrov promyshlennykh gusenichnykh traktorov: dis. ... dokt. tekhn. nauk [Improvement of the parameters of industrial caterpillar tractors: dissertation for degree of Candidate of technical sciences], Moscow, 1991. 62 p.
14. Katsygin V.V. Fundamentals of the theory of choosing the optimal parameters of agricultural machinery and tools. V kn.: *Voprosy sel'skokhozyaystvennoy mekhaniki* [In: Problems of Agricultural Mechanics]. Minsk: Urozhay Publ., 1965. Vol. 13, pp. 31–64 (in Russ.).



# РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ МОЩНОСТИ И ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА

## CALCULATION OF OPTIMAL POWER AND ENERGY SATURATION OF AN AGRICULTURAL TRACTOR

**В.А. САМСОНОВ**<sup>1</sup>, д.т.н.  
**Ю.Ф. ЛАЧУГА**<sup>2</sup>, академик РАН

<sup>1</sup> Автономная некоммерческая организация «Редакция журнала «Механизация и электрификация сельского хозяйства», Москва, Россия,

<sup>2</sup> Российская академия наук (РАН), Москва, Россия, mehelagro@mail.ru

**V.A. SAMSONOV**<sup>1</sup>, DSc in Engineering  
**YU.F. LACHUGA**<sup>2</sup>, Academician of the Russian Academy of Sciences

<sup>1</sup> Autonomous non-commercial organization "Editorial Board of the journal "Mechanization and electrification of agriculture", Moscow, Russia,

<sup>2</sup> Russian Academy of Sciences (RAS), Moscow, Russia, mehelagro@mail.ru

Расчет оптимальных значений мощности, эксплуатационной массы и энергонасыщенности сельскохозяйственного трактора, при которых достигаются минимальный расход топлива и оптимальная производительность, – актуальная задача теории трактора. Цель исследования заключается в определении оптимальных значений мощности, эксплуатационной массы и энергонасыщенности сельскохозяйственного трактора по минимуму удельных энергозатрат – отношения энергозатрат при обработке единицы площади к достигнутой производительности. Объекты исследования: комбинированные пахотные агрегаты с колесными и гусеничными тракторами общего назначения. Исходный материал: номинальные тяговые усилия, принятые для разных тяговых классов; коэффициенты, характеризующие тягово-сцепные свойства трактора; уравнение мощностного баланса трактора; функция буксования; компьютерная программа минимизации функции методом дихотомии; зависимости для безразмерных коэффициентов, учитывающих увеличение удельного тягового сопротивления агрегата с повышением рабочей скорости. Основной метод исследования – расчет с использованием нелинейного программирования при изменении энергонасыщенности способом дихотомии. При загрузке номинальным тяговым усилием номинальную мощность трактора общего назначения и его максимальную энергонасыщенность определяют удельные энергозатраты, соответствующие работе пахотного агрегата с допустимыми значениями рабочей скорости и буксования. Минимальная энергонасыщенность трактора определяется отношением минимальной эксплуатационной мощности к максимальной эксплуатационной массе трактора, соответствующей максимуму тягового КПД. Основные выводы: удельные энергозатраты трактора на технологической операции зависят от ее вида и безразмерного коэффициента, учитывающего повышение удельного тягового сопротивления агрегата при увеличении скорости и изменяющегося по параболе; номинальная мощность колесного трактора находится в интервале, нижний предел которого определяют минимальные удельные энергозатраты при максимальном тяговом КПД, верхний – удельные энергозатраты при максимальной допустимой скорости и допустимом буксовании; номинальную мощность гусеничного трактора определяют удельные энергозатраты при максимальной допустимой скорости и допустимом буксовании.

**Ключевые слова:** сельскохозяйственный трактор, оптимальные значения мощности и энергонасыщенности, удельные энергозатраты, показатели эффективности.

Calculation of the optimum power, operating weight and energy saturation of the agricultural tractor at which the minimum fuel consumption and optimum performance are achieved is an actual task of the tractor theory. The purpose of the study is to determine the optimal power, operating weight and energy saturation of the agricultural tractor at the minimum specific energy consumption – the ratio of energy costs when processing a unit of area to the achieved productivity. Objects of research: combined arable units with wheeled and caterpillar tractors of general purpose. Initial material: nominal traction forces accepted for different traction classes; coefficients that characterize the traction-coupling properties of the tractor; the tractor's power balance equation; skidding function; computer program to minimize the function by the dichotomy method; dependences for dimensionless coefficients that take into account the increase in the specific traction resistance of the unit with an increase in operating speed. The main research method is the calculation using nonlinear programming when the energy saturation is changed by the dichotomy method. When loading with nominal tractive effort, the nominal power of a general-purpose tractor and its maximum energy saturation are determined by the specific energy costs corresponding to the operation of the arable unit with permissible operating speed and slippage. The minimum energy saturation of the tractor is determined by the ratio of the minimum operating power to the maximum operating weight of the tractor corresponding to the maximum traction efficiency. The main conclusions: the specific energy consumption of the tractor on the process operation depends on its type and the dimensionless coefficient, taking into account the increase in the specific traction resistance of the unit with increasing speed and changing in the parabola; the nominal power of the wheeled tractor is in the interval, the lower limit of which determines the minimum specific energy consumption at the maximum traction efficiency, the upper one – the specific energy consumption at the maximum permissible speed and permissible slippage; the rated power of the crawler tractor is determined by the specific energy consumption at the maximum permissible speed and permissible slippage.

**Keywords:** agricultural tractor, the optimal values of power and energy saturation, specific energy consumption, performance indicators.

## Введение

Актуальная задача теории трактора заключается в определении оптимального отношения эксплуатационной мощности трактора  $N_e$ , Вт, к эксплуатационной массе  $m$ , кг (т.е. в определении оптимальной энергонасыщенности  $\mathcal{E} = N_e/m$ , Вт/кг) при номинальном тяговом усилии  $P_{крн}$ , Н, и соответствующей рабочей скорости  $v$ , м/с, при которых достигаются минимальный расход топлива и оптимальная производительность машинно-тракторного агрегата  $\Pi = Bv$ , м<sup>2</sup>/с ( $B$  – рабочая ширина захвата, м) с трактором заданного тягового класса.

Ее решение дает возможность при любом режиме работы найти оптимальное сочетание эксплуатационных показателей трактора, что повышает эффективность его работы.

## Цель исследования

Цель исследования заключается в разработке методики расчета по минимуму удельных энергозатрат оптимальных значений мощности, массы, энергонасыщенности и производительности трактора.

В статье уточнены значения эксплуатационной мощности, энергонасыщенности и других показателей колесных и гусеничных сельскохозяйственных тракторов общего назначения, изложенные в работе В.А. Самсонова и Ю.Ф. Лачуги в [1], с учетом их работы в составе комбинированных пахотных агрегатов.

## Материалы и методы

Методику расчета рассмотрим на примере комбинированных пахотных агрегатов с тракторами тягового класса 3 (фон – стерня): колесными 4К4а (типа МТЗ-82) и гусеничными.

Исходный материал: номинальные тяговые усилия, принятые для разных тяговых классов; коэффициенты, характеризующие тягово-сцепные свойства трактора; уравнение мощностного баланса трактора; функция буксования; компьютерная программа минимизации функции методом дихотомии; зависимости для безразмерных коэффициентов, учитывающих увеличение удельного тягового сопротивления агрегата с повышением рабочей скорости.

Основной метод исследования – расчет с использованием нелинейного программирования при изменении энергонасыщенности способом дихотомии.

## Результаты и обсуждение

С изменением  $\mathcal{E}$  при постоянных  $m$  и номинальном тяговом усилии  $P_{крн}$  изменяются без экстремума значения функций  $N_e(\mathcal{E})$ ,  $v(\mathcal{E})$ ,  $\Pi(\mathcal{E})$  и  $E(\mathcal{E}) = \varepsilon_N N_H / \Pi$ , Дж/м<sup>2</sup>, ( $\varepsilon_N$  – коэффициент загрузки двигателя по мощности;  $N_H$  – номинальная мощность двигателя, Вт). Функция  $E(\mathcal{E})$  определяет энергозатраты при обработке единицы площади (аналог погектарного расхода топлива). Так как она не имеет безусловного минимума, то с ее использованием не представляется возможным определить оптимальные значения  $N_e$ ,  $\mathcal{E}$  и  $\Pi$ .

Для решения основной задачи теории трактора необходима выпуклая функция, экстремум которой дает возможность определить искомые оптимальные значения  $N_e$ ,  $\mathcal{E}$  и  $\Pi$ .

Исследованиями авторов такая функция найдена: коэффициент удельных энергозатрат  $e_p(\mathcal{E})$ , Вт<sup>-1</sup>, (аналог погектарного расхода топлива на единицу производительности), имеющий глобальный минимум.

Коэффициент  $e_p(\mathcal{E})$  получим из функции удельных энергозатрат, (Дж/м<sup>2</sup>)/(м<sup>2</sup>/с):

$$E_y = E/\Pi \rightarrow \min.$$

Преобразуем ее:

$$E_y = \frac{\varepsilon_N N_H}{Bv \cdot Bv} = \frac{\varepsilon_N N_H k_a^2}{P_{кр} v \cdot P_{кр} v} = \frac{\varepsilon_N N_H k_0^2 [1 + \Delta k(v-1,4)]^2}{P_{кр} v \cdot P_{кр} v} = \frac{k_0^2 \mu^2}{\eta_T N_{кр}} = k_0^2 e_p \rightarrow \min, \quad (1)$$

где  $k_a$  – удельное тяговое сопротивление рабочей машины при  $v > 1,4$  м/с ( $v > 5$  км/ч), Н/м;  $k_0$  – удельное тяговое сопротивление рабочей машины при  $v = 1,4$  м/с, Н/м;  $\Delta k$  – табличный коэффициент, с/м, учитывающий увеличение  $k_a$  при  $v > 1,4$  м/с [2];  $\mu = 1 + \Delta k(v-1,4)$  (2) – безразмерный коэффициент, учитывающий увеличение  $k_a$  при  $v > 1,4$  м/с.

По данным [2], коэффициент  $\Delta k$  увеличивается с повышением  $v$  от 1,4 до 4,16 м/с (от 5 до 15 км/ч). Принимаем (в качестве допущения) функцию  $\Delta k(v)$  линейной. Интервалы изменения  $\Delta k$  и функции  $\Delta k(v)$  для основных операций предпосевной обработки почвы представлены в табл. 1.

Минимизация (1) при  $k_0 = \text{const}$  эквивалентна минимизации функции:

$$e_p = \mu^2 / \eta_T N_{кр} \rightarrow \min. \quad (5)$$

Таблица 1

**Функция  $\Delta k(v)$  на основных операциях предпосевной обработки почвы**

Операция	Интервал изменения $\Delta k$ , с/м, при повышении $v$ от 1,4 до 4,16 м/с	Функция $\Delta k(v)$
Вспашка серийными плугами. Сплошная культивация серийными культиваторами	0,144...0,288	$\Delta k = 0,052v + 0,071$ (3)
Лущение, дискование	0,072...0,144	$\Delta k = 0,026v + 0,035$
Боронование зубвыми боронами	0,072...0,216	$\Delta k = 0,052v + 0,001$ (4)

Из баланса мощности трактора найдем функцию  $v$  ( $\varepsilon$ ,  $\delta$ ):

$$v = \frac{\eta_m \eta_\delta \eta_\varepsilon \varepsilon (1 - \eta_f)}{gf}, \quad (6)$$

где  $\eta_m$  – КПД трансмиссии (принимаяем  $\eta_m = 0,9$ );  $\eta_\delta = 1 - \delta$  – КПД, учитывающий потери энергии на буксование трактора;  $\eta_\varepsilon$  – коэффициент запаса эксплуатационной мощности двигателя (принимаяем  $\eta_\varepsilon = 0,85$  [3]);  $\eta_f$  – КПД, учитывающий потери энергии на самопередвижение трактора;  $f$  – коэффициент сопротивления качению трактора (на стерне:  $f = 0,10...0,12$  – колесные тракторы,  $f = 0,07...0,08$  – гусеничные тракторы [4]).

Показатель:

$$\eta_f = \varphi_{кр} / (\varphi_{кр} + f), \quad (7)$$

где  $\varphi_{кр}$  – коэффициент использования силы тяжести трактора на создание тягового усилия.

Скорость  $v$  в (6) зависит от функции буксования, которую принимаем в следующем виде [5]:

$$\varphi_{кр} = b\delta / (a + \delta), \quad (8)$$

где  $a$ ,  $b$  – эмпирические коэффициенты, зависящие от типа трактора и почвенного фона.

Для оценки эффективности тракторов, кроме  $e_p$ , используем коэффициенты производительности –  $k_n$ , Вт, и энергозатрат на единицу площади –  $e_r$  (безразмерный коэффициент).

Производительность, м<sup>2</sup>/с, определим с учетом тяговой мощности:

$$N_{кр} = P_{кр} v = k_a B v = k_0 \mu \Pi,$$

откуда  $\Pi = k_n / k_0$ , где

$$k_n = N_{кр} / \mu. \quad (9)$$

При любом постоянном значении  $k_0$  коэффициент  $k_n$  эквивалентен производительности.

Энергозатраты на единицу площади (аналог расхода топлива на единицу площади, кг/м<sup>2</sup>), Дж/м<sup>2</sup>:

$$E = \varepsilon_N N_n / B v = \varepsilon_N N_n k_a / P_{кр} v = k_a / \eta_f = k_0 \mu / \eta_f = k_0 e_r,$$

где

$$e_r = \mu / \eta_f. \quad (10)$$

В табл. 2 представлены исходные данные для расчета, где  $\delta_d$  – допустимое буксование;  $\delta_n$  – буксование при максимальном тяговом КПД  $\eta_{тmax}$ ;  $\varphi_{крд}$ ,  $\varphi_{крп}$  – коэффициенты  $\varphi_{кр}$ , соответственно при  $\delta_d$  и  $\delta_n$ .

Таблица 2

**Исходные данные для расчета (фон – стерня)**

Показатели	Трактор 4К4а	Гусеничный трактор
$\delta_d$	0,15	0,05
$a$	0,193	0,0089
$b$	0,919	0,777
$f$	0,12	0,08
$\delta_n$	0,12	0,028
$\eta_{тmax}$	0,6169	0,7703
$\varphi_{крд}$	0,4019	0,6596
$\varphi_{крп}$	0,3522	0,5896

Показатели  $\delta_\eta$ ,  $\eta_{\text{тmax}}$ ,  $\varphi_{\text{крд}}$ ,  $\varphi_{\text{крп}}$  найдены минимизацией функции:

$$1/\eta_t = 1/\eta_m \eta_\delta \eta_f \rightarrow \min$$

при изменении  $\delta$  методом дихотомии в интервале  $0 \dots \delta_d$ .

Используем функции (3) и (4) в табл. 1 при минимизации функции (5) на самой энергоемкой операции – вспашка+измельчение (плуг+борона) для вариантов агрегатов, указанных в табл. 3. Коэффициент (2) для вариантов агрегатов определяем как среднее геометрическое:

$$\mu_3 = 1 + \Delta k_3(v - 1,4); \quad (11)$$

$$\mu_4 = 1 + \Delta k_4(v - 1,4); \quad (12)$$

$$\mu = (\mu_3 \mu_4)^{1/2}, \quad (13)$$

где  $\Delta k_3$ ,  $\Delta k_4$  рассчитываем по формулам соответственно (3) и (4).

Функцию (5) минимизируем методом дихотомии по переменной  $\delta$ . Алгоритм минимизации (алгоритм 1; в программу вводим  $\eta_m$ ,  $\eta_\delta$ ,  $f$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $P_{\text{крп}}$ ,  $H$ ,  $\delta_d$  или  $\delta_\eta$ ):  $\varphi_{\text{крп}}$  – по формуле (8);  $m = P_{\text{крп}}/g\varphi_{\text{крп}}$ ;  $N_\delta = \delta m$ ;  $\eta_\delta = 1 - \delta_d$  – в вариантах К1, Г1 или  $\eta_\delta = 1 - \delta_\eta$  – в вариантах К2, Г2;  $\eta_f$  – по формуле (7);  $v$  – по формуле (6);  $\Delta k_3$  – по формуле (3);  $\Delta k_4$  – по формуле (4);  $\mu_3$  – по формуле (11);  $\mu_4$  – по формуле (12);  $\mu$  – по

формуле (13);  $N_{\text{крп}} = P_{\text{крп}} v$ ;  $\eta_t = N_{\text{крп}}/\eta_\delta N_\delta$ ;  $k_\pi$  – по формуле (9);  $e_r$  – по формуле (10);  $e_p$  – по формуле (5).

Для иллюстрации выпуклости функции  $e_p(\delta)$  в табл. 4 представлен фрагмент ее расчета для варианта К1: с увеличением  $\delta$  и  $N_\delta$  увеличивается производительность (коэффициент  $k_\pi$ ), при этом  $e_p(\delta)$  имеет минимум –  $2,63555 \cdot 10^{-5} \text{ Вт}^{-1}$ , который определяет оптимальные энергонасыщенность  $\delta = 20,12 \text{ Вт/кг}$  и производительность –  $k_\pi = 76 \text{ 984 Вт}$ .

Минимальный коэффициент энергозатрат  $e_{\text{pmin}}$  находим с учетом допустимой рабочей скорости при номинальном тяговом усилии  $P_{\text{крп}}$  [4]:

$$\text{трактор 4К4а} - v_d = 8 \dots 10 \text{ км/ч}; \quad (14)$$

$$\text{гусеничный трактор} - v_d = 7 \dots 9 \text{ км/ч}. \quad (15)$$

Результаты расчета по алгоритму 1 показателей агрегатов представлены в табл. 5 и 6 – варианты К1, К2, Г1, Г2. В вариантах К1 и К2 минимальный коэффициент  $e_{\text{pmin}}$  достигается при выполнении условия (14), но есть возможность повысить производительность при увеличении скорости до максимально допустимой –  $v_{\text{дм}} = 10 \text{ км/ч}$ . В вариантах Г1 и Г2 показатель  $e_{\text{pmin}}$  соответствует скорости  $v > v_{\text{дм}} = 9 \text{ км/ч}$ .

Таблица 3

Варианты пахотных агрегатов

Номер варианта	Содержание операции	Трактор 4К4а (индекс варианта «К»)	Гусеничный трактор (индекс варианта «Г»)
Обозначение вариантов			
1	Вспашка+измельчение (плуг+борона); $\delta = \delta_d$	К1	Г1
2	Вспашка+измельчение (плуг+борона); $\delta = \delta_\eta$ ; $\eta_t = \eta_{\text{тmax}}$	К2	Г2

Таблица 4

Фрагмент расчета функции  $e_p(\delta)$  агрегата с трактором 4К4а (тяговый класс 3;  $P_{\text{крп}} = 36 \text{ 000 Н}$ ;  $\delta_d = 0,15$ )

Интервал изменения $\delta$ , Вт/кг	Оптимальные значения			$e_p \cdot 10^{-5}$ , Вт <sup>-1</sup>
	$N_\delta$ , Вт	$\delta$ , Вт/кг	$k_\pi$ , Вт	
18...19	173 489	19,00	74 658	2,64567
19...20	180 335	19,75	76 237	2,63733
20...21	183 762	20,12	76 984	2,63555 min
21...22	191 766	21,00	78 617	2,63723
23...24	200 883	22,00	80 294	2,64843

Таблица 5

Показатели вариантов пахотных агрегатов с трактором 4К4а (тяговый класс 3;  $P_{крп} = 36\ 000\ Н$ )

Показатели	Варианты			
	К1	К2	КН1	КН2
$N_c$ , Вт	183 702	185 709	199 705	199 136
$m$ , кг	9131	10 415	9 131	10 415
$\mathcal{E}$ , Вт/кг	20,12	17,83	21,87	19,12
$v$ , км/ч	9,20	9,32	10,00	10,00
$k_{п}$ , Вт	77 015	77 552	80 148	80 148
$e_r$	2,027	2,035	2,118	2,112
$e_p \cdot 10^{-5}$ , Вт <sup>-1</sup>	2,632	2,624	2,642	2,635

Таблица 6

Показатели вариантов пахотных агрегатов с гусеничным трактором (тяговый класс 3;  $P_{крп} = 36\ 000\ Н$ )

Показатели	Варианты			
	Г1	Г2	ГН1	ГН2
$N_c$ , Вт	145 045	143 454	138 859	137 459
$m$ , кг	5 563	6 224	5 563	6 224
$\mathcal{E}$ , Вт/кг	26,07	23,05	24,96	22,08
$v$ , км/ч	9,40	9,39	9,00	9,00
$k_{п}$ , Вт	77 863	77 829	76 143	76 143
$e_r$	1,583	1,566	1,550	1,534
$e_p \cdot 10^{-5}$ , Вт <sup>-1</sup>	2,033	2,013	2,035	2,015

Оптимальные значения  $N_c$  и  $\mathcal{E}$  с учетом достижения во всех вариантах скорости  $v_{дм}$  рассчитываем минимизацией по алгоритму 2 функции:

$$F = |v/v_{дм} - 1| \rightarrow \min, \quad (16)$$

где  $v$  находим по формуле (6).

Алгоритм 2 получим из алгоритма 1 включением в исходные данные дополнительно  $v_{дм}$  и минимизируемой функции (16) вместо (5). Результаты расчета представлены в табл. 5 и 6: варианты КН1, ГН1 – при  $\delta = \delta_d$ , варианты КН2, ГН2 – при  $\delta = \delta_n$ .

Из табл. 5 и 6 следует: оптимальная эксплуатационная мощность трактора 4К4а находится в интервале  $N_c = 185\ 709...199\ 705$  Вт, нижний предел которого определяют минимальные удельные энергозатраты при  $\eta_{тmax}$ , верхний – удельные энергозатраты при  $v_{дм}$  и  $\delta_d$ ; оптимальную эксплуатационную мощность гусеничного трактора определяют удельные энергозатраты при  $v_{дм}$  и  $\delta_d$ .

В качестве номинальной мощности из полученных значений  $N_c$  принимаем максимальное: для трактора 4К4а  $N_n = 199\ 705$  Вт, для гусенич-

ного трактора  $N_n = 138\ 859$  Вт. Тогда в вариантах КН1 и ГН1 имеем максимальную энергонасыщенность:  $\mathcal{E}_{max} = 21,87$  Вт/кг – у трактора 4К4а,  $\mathcal{E}_{max} = 24,96$  Вт/кг – у гусеничного трактора.

Для всех тяговых классов основные показатели обоих типов тракторов находим по формулам:

$$m_{min} = P_{крп} / g \varphi_{крд}; \quad (17)$$

$$m_{max} = P_{крп} / g \varphi_{крп}; \quad (18)$$

$$N_n = \mathcal{E}_{max} m_{min} = 21,87 m_{min} \text{ – трактор 4К4а}; \quad (19)$$

$$N_n = \mathcal{E}_{max} m_{min} = 24,96 m_{min} \text{ – гусеничный трактор}; \quad (20)$$

$$\mathcal{E}_{min} = \varepsilon_{Nmin} N_n / m_{max} = 0,85 N_n / m_{max}, \quad (21)$$

где  $\varphi_{крд}$ ,  $\varphi_{крп}$  – из табл. 2.

Результаты расчета по формулам (17)–(21) представлены в табл. 7. В табл. 8 указана энергонасыщенность некоторых распространенных марок зарубежных колесных тракторов разных тяговых классов. Их максимальная энергонасыщенность мало отличается (кроме John Deere 7930) от полученной  $\mathcal{E}_{max} = 21,87$  Вт/кг

Таблица 7

**Расчетные значения номинальной мощности, эксплуатационной массы и энергонасыщенности тракторов 4К4а и гусеничных**

Показатели	Тяговый класс 3	Тяговый класс 4	Тяговый класс 5	Тяговый класс 6
	$P_{крн}, Н$			
	36 000	45 000	54 000	72 000
4К4а ( $\Theta = 16,30...21,87$ Вт/кг)				
$N_n, Вт$	199 695	249 624	299 531	399 390
$m, кг$	9 131...10 419	11 414...13 024	13 696...15 629	18 262...20 839
Гусеничный трактор ( $\Theta = 18,96...24,96$ Вт/кг)				
$N_n, Вт$	138 852	173 571	208 291	277 729
$m, кг$	5 563...6 224	6 954...7 780	8 345...9 336	11 127...12 448

Таблица 8

**Сравнение по эффективности тракторов 4К4а и зарубежных**

Показатели	Тяговый класс 3		Тяговый класс 4		Тяговый класс 5		Тяговый класс 6	
	John Deere 7930	4К4а	John Deere 8530	4К4а	Claas Axion	4К4а	Claas Xerion	4К4а
$N_n, Вт$	162 000	199 695	236 000	249 624	301 555	299 531	367 750	399 390
$m, кг$	8 130	9 131	11 027	11 414	13 060	13 696	17 230	18 262
$\Theta, Вт/кг$	19,92	21,87	21,40	21,87	23,09	21,87	21,34	21,87
$v, км/ч$	9,11	10,00	9,78	10,00	10,55	10,00	9,76	10,00
$P_{кр}, Н$	32 053	36 000	43 474	45 000	51 490	54 000	67 930	72 000
$k_n, Вт$	68 233	80 146	95 849	100 185	117 257	120 215	179 578	160 293
$e_r$	2,018	2,118	2,092	2,118	2,186	2,118	2,089	2,118
$e_p \cdot 10^{-5}, Вт^{-1}$	2,957	2,642	2,183	2,118	1,864	1,761	1,397	1,321
$k_{эф}$	1,000	1,073	1,000	1,020	1,000	1,037	1,000	1,036
$u_n, \%$	–	17,46	–	4,52	–	2,52	–	7,16
$u_r, \%$	–	4,95	–	1,24	–	–3,11	–	1,39
$u_c, \%$	–	–10,65	–	–3,00	–	–5,52	–	–5,44

(табл. 7) при несколько меньшей мощности (за исключением Claas Axion). Сравним их по эффективности с тракторами 4К4а.

Для сравнения используем следующие показатели:  $k_{эф}$  – безразмерный обобщенный коэффициент эффективности;  $u_n, u_r, u_c$  – соответственно, изменение производительности, расхода топлива на единицу площади и расхода топлива на единицу производительности, %:

$$k_{эф} = (k_{ен} k_{ер} k_{еп})^{1/3}; \quad (22)$$

$$u_n = 100 (k_{ин} / k_n - 1); \quad (23)$$

$$u_r = 100 (e_{ин} / e_r - 1); \quad (24)$$

$$u_c = 100 (e_{пн} / e_p - 1), \quad (25)$$

где  $k_{ен}, k_{ер}, k_{еп}$  – частные коэффициенты эффективности соответственно по производительности, расходу топлива на единицу площади и расходу топлива на единицу производительно-

сти;  $k_{ин}, e_{ин}, e_{пн}$  – показатели тракторов 4К4а,  $k_n, e_r, e_p$  – показатели зарубежных тракторов (при сравнении для зарубежных тракторов принимаем  $k_{эф} = 1$ ).

Частные коэффициенты эффективности:

$$k_{ен} = k_{ин} / k_n; \quad (26)$$

$$k_{ер} = 2 - e_{ин} / e_r; \quad (27)$$

$$k_{еп} = 2 - e_{пн} / e_p. \quad (28)$$

Алгоритм расчета показателей тракторов при сравнении (алгоритм 3; в программу вводим  $\eta_m, \eta_s, f, a, b, g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;  $N_n, m, \delta_d$ ):  $\varphi_{кр}$  – по формуле (8);  $P_{кр} = mg\varphi_{кр}$ ;  $\eta_s = 1 - \delta_d$ ;  $v$  – по формуле (6);  $\Delta k_3$  – по формуле (3);  $\Delta k_4$  – по формуле (4);  $\mu_3$  – по формуле (11);  $\mu_4$  – по формуле (12);  $\mu$  – по формуле (13);  $N_{кр} = P_{кр} v$ ;  $\eta_r = N_{кр} / \eta_s N_n$ ;  $k_n$  – по формуле (9);  $e_r$  – по формуле (10);  $e_p$  – по формуле (5); формулы (26)–(28); формулы (22)–(25).

Таблица 9

Сравнительные показатели расчетного гусеничного трактора и Т-150-05-09 ( $\delta = 0,05$ )

$N_n$ , Вт	$m$ , кг	$\mathcal{E}$ , Вт/кг	$v$ , км/ч	$P_{кр}$ , Н	$k_n$ , Вт	$e_r$	$e_p \cdot 10^{-5}$ , Вт $^{-1}$
Расчетный гусеничный трактор							
173 571	7780	22,31	8,04	50 341	99 850	1,477	1,479
Трактор Т-150-05-09							
128 700	8150	15,79	5,69	52 735	81 661	1,339	1,640

Результаты расчета по алгоритму 3 представлены в табл. 8. Из нее следует: в целом расчетные тракторы 4К4а эффективнее зарубежных (больше  $k_{эф}$ ), при этом больше производительность (показатели  $k_n$  и  $u_n$ ), меньше расход топлива на единицу производительности (показатели  $e_p$  и  $u_e$ ).

Из числа гусеничных наиболее близок по мощности и массе к расчетному из табл. 7 трактор Т-150-05-09. Его показатели, рассчитанные по алгоритму 3 при допустимом буксовании, представлены в табл. 9. Расчетный гусеничный трактор эффективнее Т-150-05-09: по производительности (больше коэффициент  $k_n$ ) – на 18,7 %, по расходу топлива на единицу производительности (меньше коэффициент  $e_p$ ) – на 10,9 %.

### Выводы

1. Минимальные удельные энергозатраты трактора на технологической операции зависят от ее вида и безразмерного коэффициента, учитывающего повышение удельного тягового сопротивления при увеличении скорости и изменяющегося по параболе.

2. Номинальная мощность трактора 4К4а находится в интервале, нижний предел которого определяют минимальные удельные энергозатраты при максимальном тяговом КПД, верхний – удельные энергозатраты при максимальной допустимой скорости и допустимом буксовании.

3. Номинальную мощность гусеничного трактора определяют удельные энергозатраты при максимальной допустимой скорости и допустимом буксовании.

4. При загрузке трактора номинальным тяговым усилием его минимальная эксплуатационная масса соответствует режиму работы с допустимым буксованием, максимальная – режиму работы с максимальным тяговым КПД. При этом увеличение массы трактора составляет: у 4К4а – 14 %; у гусеничного – 12 %.

5. Максимальная энергонасыщенность трактора определяется отношением номинальной мощности к его минимальной эксплуатационной массе.

6. Минимальная энергонасыщенность трактора определяется отношением минимальной эксплуатационной мощности (при загрузке двигателя на 85 % от номинальной мощности) к его максимальной эксплуатационной массе.

### Литература

1. Самсонов В.А., Лачуга Ю.Ф. Оптимальная энергонасыщенность сельскохозяйственного трактора // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 11. С. 13–16.
2. Иофинов С.А., Бабенко Э.П., Зуев Ю.А. Справочник по эксплуатации машинно-тракторного парка. М.: Агропромиздат, 1985. 272 с.
3. Скотников В.А., Машенский А.А., Солонский А.С. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Агропромиздат, 1986. 384 с.
4. Кут'ков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М.: КолосС, 2004. 504 с.
5. Зангиев А.А., Шпилько А.В., Левшин А.Г. Эксплуатация машинно-тракторного парка. М.: КолосС, 2004. 320 с.

### References

1. Samsonov V.A., Lachuga Yu.F. Optimum energy saturation of an agricultural tractor. Traktory i sel'khoz-mashiny. 2015. No 11, pp. 13–16 (in Russ.).
2. Iofinov S.A., Babenko E.P., Zuev Yu.A. Spravochnik po ekspluatatsii mashinno-traktornogo parka [Handbook for the operation of the machine and tractor fleet]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1985. 272 p.
3. Skotnikov V.A., Mashchenskiy A.A., Solonskiy A.S. Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilya [The fundamentals of theory and calculation of tractor and automobile]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1986. 384 p.
4. Kut'kov G.M. Traktory i avtomobili. Teoriya i tekhnologicheskie svoystva [Tractors and automobiles. Theory and technological properties]. Moscow: KolosS Publ., 2004. 504 p.
5. Zangiev A.A., Shpil'ko A.V., Levshin A.G. Ekspluatatsiya mashinno-traktornogo parka [Operation of the machine and tractor fleet]. Moscow: KolosS Publ., 2004. 320 p.

# ИССЛЕДОВАНИЕ ВЯЗКОУПРУГОГО СОСТОЯНИЯ ПОЧВЫ ПО ВОЗДЕЙСТВИЕМ АКТИВНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО КАТКА

## INVESTIGATION OF VISCOELASTIC STATE OF SOIL UNDER THE INFLUENCE OF ACTIVE SURFACE OF THE TILLAGE ROLLER

**Ю.А. СЕМЕНИХИНА**, к.т.н.

Северо-Кавказский научно-исследовательский институт  
механизации и электрификации сельского хозяйства,  
Зерноград, Россия, semenixina@mail.ru

**YU.A. SEMENIKHINA**, PhD in Engineering

North-Caucasian Research Institute of Mechanization  
and Electrification of Agriculture, Zernograd, Russia,  
semenixina@mail.ru

Универсальные комбинированные почвообрабатывающие агрегаты совмещают несколько технологических операций. Заключительную операцию по обработке почвы выполняет почвообрабатывающий каток, работающий по взрыхленной почве. Равномерное уплотнение подповерхностного слоя способны создавать почвообрабатывающие катки с активной рабочей поверхностью. Поверхность катка, содержащая упругие элементы способствует увеличению вертикальной нагрузки. Предпочтительным считается ударное нагружение, характеризующее интенсивным воздействием на почву. Преимущество такой конструкции катка заключается в интеграции внешнего нагружения и автоматической настройке на рациональный режим работы. Исследование процесса уплотнения почвы может быть проведено по аналогии с процессом трамбования грунтов. Для исследования процесса уплотнения рыхлой почвы посредством ударного нагружения и отыскания величины уплотненного слоя необходимой плотности предложена модель системы «рабочий орган – элементарный объем почвы». Модель системы включает массу рабочего органа  $m$ , массу деформируемого объема почвы  $M$ , элемент жесткости почвы  $C$ , и элемент вязкости почвы  $B$ . Деформируемый сжатием объем почвы представляет собой усеченный конус с высотой  $h$ . Изначально возникают сжимающие напряжения в почвенном объеме непосредственно в точках контакта с рабочим органом. Затем мгновенно происходит разрушение крупных комков почвы со смещением (уплотнением) поверхностных частиц. Далее, измельченные частицы почвы передают давление на соседние, вовлекая все больше частиц с боковым расширением. В результате деформации сжатия формируется уплотненный подповерхностный слой требуемой плотности. Предложенная модель может выступать в качестве первого приближения для дальнейших, более детальных и расширенных исследований напряженно-деформированного состояния почвы с возможностью определения зависимостей конструктивных параметров и режимов работы почвообрабатывающего катка.

**Ключевые слова:** почвообрабатывающий каток, активная поверхность, ударное нагружение, модель системы, уплотненный слой почвы.

Universal combined tillage machines combine several processing steps. The final soil cultivation operation is performed by soil-processing machine, which works on loosened soil. Uniform compaction of the subsurface layer is able to be created by soil cultivating rollers with an active working surface. The surface of the roller, which contains elastic elements, increases the vertical load. The shock loading, characterized by intensive impact on the soil, is considered preferable. The advantage of this roller construction is the integration of external loading and automatic tuning to a rational operating mode. The study of the process of soil compaction can be carried out by analogy with the process of soil compaction. The model of the system includes the mass of the working body  $m$ , the mass of the deformed soil volume  $M$ , the soil stiffness element  $C$ , and the soil viscosity element  $B$ . The volume of soil deformed by compression is a truncated cone with a height  $h$ . Initially, there are compressive stresses in the soil volume directly at the points of contact with the working body. Then instantly, large clods of soil are destroyed, and the surface particles are displaced (compacted). Further, the crushed soil particles transfer pressure to the neighboring ones, involving more and more particles with lateral expansion. As a result of compression deformation, a compacted subsurface layer of the required density is formed. The proposed model can serve as a first approximation for further, more detailed and expanded studies of the stress-strain state of the soil with the possibility of determining the dependencies of the structural parameters and operating conditions of the soil-working compactor.

**Keywords:** soil-cultivating roller, active surface, impact loading, system model, compacted soil layer.



## Введение

Современные ресурсо- и энергосберегающие технологии производства сельскохозяйственных культур заключаются в интенсификации процесса обработки почвы за счет применения универсальных комбинированных почвообрабатывающих агрегатов, реализовывающих за один проход несколько технологических операций. Совмещение операций сокращает количество задействованной техники и длительность технологического процесса обработки почвы. В комбинированном почвообрабатывающем агрегате заключительную операцию по дроблению крупных почвенных комков с уплотнением подповерхностного слоя и созданием верхнего рыхлого выполняет почвообрабатывающий каток, чаще классифицируемый как каток-борона. В результате этого каток в составе почвообрабатывающего комбинированного агрегата работает по почве, подготовленной рыхлящими рабочими органами (лапами, дисками) агрегата. Рыхлящие рабочие органы (диски, лапы и др.) оставляют после себя рыхлую структуру почвы, которую каток видоизменяет посредством воздействия на пласт в вертикальном направлении [1], тем самым создавая уплотненный подповерхностный слой с верхним мелкокомковатым.

Наиболее равномерное уплотнение подповерхностного слоя способны создавать почвообрабатывающие катки, обладающие активной рабочей поверхностью вследствие наличия в своей конструкции элементов, имеющих дополнительную степень свободы [2, 3], и тем самым способствующие увеличению вертикальной нагрузки. Необходимую активность рабочей поверхности катка обеспечивают упругие рабочие органы.

Из существующих различных видов нагрузжений, воздействующих на почву, наибольшее распространение получили вибрационные (ударные) [4]. Поскольку ударное нагружение характеризуется интенсивным воздействием, то взрыхленная почва под влиянием вертикальной ударной нагрузки испытывает преимущественно деформацию сжатия, которая ускоряет процесс изменения напряженно-деформированного состояния почвы. Результатом этого изменения является формирование уплотненного подповерхностного слоя. Для достижения наилучшего результата необходимо проанализировать состояние почвы под воздействием вертикальной (ударной) нагрузки,

образуемой именно активной рабочей поверхностью почвообрабатывающего катка.

## Цель исследования

Целью исследования является изучение напряженно-деформированного состояния почвы, подвергающегося ударной нагрузке со стороны активной рабочей поверхности почвообрабатывающего катка.

## Материалы и методы

Известен каток ударного действия [5], в котором вертикальную нагрузку создает ударный молот, перемещающийся в полой трубе, тем самым воздействуя на подпружиненную трамбовку. В результате вращения катка, когда возникает вертикальное расположение трубы, молот занимает крайнее положение и выводит трамбовку за поперечный габарит поверхности катка, которая в свою очередь оказывает ударное нагружение на почву.

Кроме того, активной рабочей поверхностью обладает вибрационный каток [6], конструкция которого состоит из жестко закрепленного на валу наружного барабана и внутреннего барабана, который связан с наружным через пружины. На рабочую поверхность наружного барабана через технологические отверстия выходят зубья, крепящиеся на внутреннем барабане. При движении катка по поверхности поля происходит рассогласование во вращении между наружным и внутренним барабанами. Под действием силы тяжести пружины деформируются, и внутренний барабан вместе с зубьями перемещается вниз. Возникающая в результате перемещения энергия вибрации передается на наружный барабан, вследствие чего увеличивается давление на почву и улучшается качество уплотнения.

Преимущество подобных конструкций катков заключается в том, что они способны интегрировать внешнее нагружение на обрабатываемую среду (почву) и автоматически настраиваться на рациональный режим работы [7].

Известно [8], что циклические ударные нагрузки успешно используются в процессе трамбования грунтов вибрационными дорожными катками. В нашем случае процесс уплотнения взрыхленной почвы аналогичен процессу трамбования грунтов, за исключением его циклическости. Известно множество моделей, описывающих напряженно-деформированное состояние грунта, возникающее при обустрой-

стве земляного основания. Однако наиболее близко нашему процессу взаимодействия активной рабочей поверхности почвообрабатывающего катка с рыхлой почвой соответствует модель взаимодействия вязкоупругой среды с рабочим органом трамбователя дорожной машины. Поэтому исследование и расчет напряженно-деформированного состояния почвы может выступать частным случаем основных положений расчета напряженно-деформируемого состояния грунта под воздействием ударных (вибрационных) нагрузок [9].

Согласно ранее проведенным исследованиям Д.И. Золотаревской [10], обработанная рыхлыми рабочими органами комбинированного агрегата почва обладает вязкоупругими свойствами. Исходя из этого, для исследования процесса уплотнения рыхлой почвы посредством воздействия активной рабочей поверхности катка через ударное нагружение рабочим органом и отыскания величины уплотненного слоя необходимой плотности рассмотрим взаимодействие внешней нагрузки с элементарным вязкоупругим объемом почвы. Для удобства расчета воспользуемся приближенной моделью системы «рабочий орган – элементарный объем почвы» (рис. 1) и проанализируем напряженно-деформируемое состояние почвы.

Модель системы включает массу рабочего органа  $m$  и массу деформируемого объема почвы  $M$ , содержащую в себе элемент жесткости  $C$ , имитирующий упругие свойства рыхлой структуры почвы, а также элемент вязкости  $B$ , имитирующий вязкие свойства почвы. Деформируемый сжатием объем почвы испытывает мгновенную внешнюю нагрузку и представляет собой усеченный конус с высотой  $h$ . Так

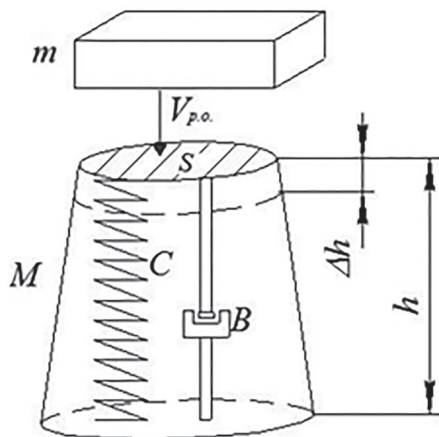


Рис. 1. Модель системы «рабочий орган – элементарный объем почвы»

как изначально возникают сжимающие напряжения в почвенном объеме непосредственно в точках контакта с рабочим органом, то мгновенно происходит разрушение крупных комков почвы со смещением по вертикали (уплотнением) поверхностных частиц. Далее, измельченные частицы почвы передают давление на соседние, вовлекая все больше частиц с боковым расширением.

## Результаты и их обсуждение

Представленная модель элементарного объема деформируемой почвы качественно характеризует особенности его динамического состояния – жесткие (упругие) и вязкие свойства, работу вязкоупругих сил деформируемого объема почвы и нарастание его деформации с последующим образованием уплотненного подповерхностного слоя  $\Delta h$  (см. рис.1).

Рабочий орган почвообрабатывающего катка при взаимодействии с почвой обладает кинетической энергией [9], которая тратится на ее уплотнение, расходуясь на преодоление сопротивления вязкоупругих сил.

Суммарную силу сопротивления вязкоупругих сил почвы уплотнению можно представить в виде:

$$F = Ch + B \dot{h},$$

где  $C = \frac{ES}{h}$  – жесткость уплотняемого элементарного объема почвы, Н/м;  $B = \frac{\mu S}{h}$  – вязкость уплотняемого элементарного объема почвы, Н·с/м;  $E$  – модуль упругости, Па;  $S$  – площадь контакта рабочего органа с элементарным объемом почвы, м<sup>2</sup>;  $h$  – высота элементарного объема почвы до уплотнения, м;  $\mu$  – коэффициент вязкости, Па·с.

Работу вязкоупругих сил [9] уплотняемого элементарного объема почвы запишем в виде:

$$A(h) = \int_0^{\Delta h} F dh = \frac{Ch^2}{2} + \int_0^{\Delta h} B \dot{h} dh.$$

Используя интегральную теорему о среднем значении, выразим составляющую работу сил вязкого сопротивления объема почвы через усредненную первую производную величины уплотненного слоя:

$$\int_0^{\Delta h} \dot{h} dh = \Delta h \dot{h}.$$

Следовательно, предполагая движение рабочего органа после соприкосновения и после-

дующего его взаимодействия с элементарным объемом почвы равноускоренным, получим  $\dot{h} = \frac{V_c}{2}$ , где  $V_c$  – скорость движения системы «рабочий орган – элементарный объем почвы».

Принимая условие о «неупругости» удара рабочего органа о почву, определим  $V_c$  из закона сохранения импульса  $mV_{p.o.} = (m + M)V_c$ , из чего следует:

$$V_c = \frac{m}{(m + M)} V_{p.o.},$$

где  $V_{p.o.}$  – скорость движения рабочего органа, м/с;  $m$  – масса рабочего органа, кг;  $M$  – масса уплотняемого элементарного объема почвы, кг.

Тогда работа вязкоупругих сил уплотняемого объема почвы с учетом закона сохранения импульса приобретет следующий вид:

$$A = \frac{C(\Delta h)^2}{2} + B \frac{V_c}{2} \Delta h.$$

Поскольку работа кинетической энергии равна работе, затраченной на уплотнение объема почвы, то уравнение суммы энергий прикладываемой к рассматриваемому объему запишется в следующем виде:

$$\frac{mV_{p.o.}^2}{2} + mg\Delta h + \frac{Mg\Delta h}{2} = \frac{C(\Delta h)^2}{2} + B \frac{V_c}{2} \Delta h.$$

В окончательном виде уравнение для определения величины уплотненного слоя выглядит следующим образом:

$$\frac{C}{2}(\Delta h)^2 + \left( B \frac{V_c}{2} - \left( m + \frac{M}{2} \right) g \right) \Delta h - \frac{mV_{p.o.}^2}{2} = 0.$$

Его итоговое решение:

$$\Delta h = \frac{(m + M)g - B \frac{V_c}{2} + \sqrt{\left( B \frac{V_c}{2} - \left( m + \frac{M}{2} \right) g \right)^2 - CmV_{p.o.}^2}}{C}.$$

Изменение величины уплотненного слоя сопровождается приращением плотности почвы, которая рассчитывается по формуле:

$$\varepsilon = \frac{\rho_k - \rho_0}{\rho_0},$$

где  $\rho_k$  – конечная плотность слоя почвы, полученная под воздействием внешней нагрузки, г/см<sup>3</sup>;  $\rho_0$  – начальная плотность почвы, г/см<sup>3</sup>.

Для достижения требуемой плотности почвы, согласно АТТ, предъявляемой к поверхностной обработке ( $\rho_k = 1,1 \dots 1,3$  г/см<sup>3</sup>), после прохождения комбинированного агрегата оснащенного катком с активной рабочей поверхностью, необходимо задаться краевыми условиями деформирования почвы:

$$\frac{\rho_0}{\rho_k} = 1 - \frac{\Delta h}{h},$$

что будет соответствовать технологическому процессу прикатывания, согласно которого каток уплотняет подповерхностный слой и рыхлит верхний слой почвы до 10 см, выравнивая поверхность поля за счет разрушения глыб и крупных комков.

## Выводы

1. Предложена модель системы «рабочий орган – элементарный объем почвы», на основе которой проведено исследование деформируемого рыхлого вязкоупругого объема почвы, подвергающегося ударной нагрузке со стороны активной рабочей поверхности почвообрабатывающего катка.

2. Данная модель может выступать в качестве первого приближения для дальнейших, более детальных и расширенных исследований напряженно-деформированного состояния структуры почвы с возможностью определения зависимостей конструктивных параметров и режимов работы почвообрабатывающего катка.

## Литература

1. Золотаревская Д.И. Взаимосвязь различных математических моделей деформирования почв // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1983. № 5. С. 10–16.
2. Семенихина Ю.А. Использование дополнительных элементов в ротационных прикатывающих устройствах // Инновации в сельском хозяйстве. 2015. № 4 (14). С. 157–162.
3. Пархоменко Г.Г., Семенихина Ю.А. Инновационный метод разработки ротационных рабочих органов для обработки почвы в засушливых условиях // Техническое кадровое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве (Часть I): материалы Международной научно-практической конференции (Минск, 23–24 октября 2014 г.) Минск: БГАТУ, 2014. С. 247–249.
4. Семенихина Ю.А. Анализ ротационных устройств для выравнивания и уплотнения почвы //

Иновации в сельском хозяйстве. 2015. № 2 (12). С. 154–158.

5. Очинский В.В., Кожухов А.А., Искендеров Р.Д., Братчиков М.Ю. Каток ударного действия: патент на изобретение № 2382537, Российская Федерация. Опубликовано 27.02.2010.
  6. Шапарь М.С. Совершенствование процесса прикатывания почвы под сою виброкатком в условиях Приморского края: дис. ... канд. техн. наук. Благовещенск, 2015. 137 с.
  7. Пархоменко Г.Г., Щиров В.Н. Расчет взаимодействия катка с почвой с использованием теории вязкоупругости // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2007. № 10. С. 16–18.
  8. Хархута Н.Я. Машины для уплотнения грунтов. Л.: Машиностроение, 1973. 176 с.
  9. Савельев С.В., Михеев В.В. Исследование деформирования упруго-вязкой среды при ударном нагружении // Вестник СибАДИ. 2012. № 4 (26). С. 100–103.
  10. Золотаревская Д.И. Исследование и расчет уплотнения почвы при работе и после остановки колесного трактора // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 8. С. 33–38.
- References**
1. Zolotarevskaya D.I. Interrelation of various mathematical models of soil deformation. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva*. 1983. No 5, pp. 10–16 (in Russ.).
  2. Semenikhina Yu.A. Use of additional elements in rotary stacking devices. *Innovatsii v sel'skom khozyaystve*. 2015. No 4 (14), pp. 157–162 (in Russ.).
  3. Parkhomenko G.G., Semenikhina Yu.A. Innovative method of developing rotational working tools for soil cultivation in arid conditions. *Tekhnicheskoe kadrovoe obespechenie innovatsionnykh tekhnologiy v sel'skom khozyaystve (Chast' I): materialy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii (Minsk, 23–24 oktyabrya 2014 g.)* [Technical staffing of innovative technologies in agriculture (Part I): materials of the International Scientific and Practical Conference (Minsk, October 23–24, 2014)] Minsk: BGATU Publ., 2014, pp. 247–249 (in Russ.).
  4. Semenikhina Yu.A. Analysis of rotary devices for soil leveling and compaction. *Innovatsii v sel'skom khozyaystve*. 2015. No 2(12), pp. 154–158 (in Russ.).
  5. Ochinskiy V.V., Kozhukhov A.A., Iskenderov R.D., Bratchikov M.Yu. Katok udarnogo deystviya [Impact roller]: patent na izobretenie No 2382537, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 27.02.2010.
  6. Shapar' M.S. Sovershenstvovanie protsessa prikatyvaniya pochvy pod soyu vibrokatkom v usloviyakh Primorskogo kraya: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improving the process of consolidation of the soil under soybean vibratory rollers in the conditions of Primorye Territory: dissertation for Degree of Candidate of Technical Sciences]. *Blagoveshchensk*, 2015. 137 p.
  7. Parkhomenko G.G., Shchirov V.N. Calculation of the interaction of the roller with soil using the theory of viscoelasticity. *Traktory i sel'skokhozyaystvennye mashiny*. 2007. No 10, pp. 16–18 (in Russ.).
  8. Kharkhuta N.Ya. Mashiny dlya uplotneniya grunтов [Machines for soil compaction]. Leningrad: *Mashinostroenie*, 1973. 176 p.
  9. Savel'ev S.V., Mikheev V.V. Investigation of deformation of an elasto-viscous medium under impact loading. *Vestnik SibADI*. 2012. No 4 (26), pp. 100–103 (in Russ.).
  10. Zolotarevskaya D.I. Investigation and calculation of soil compaction during operation and after wheel tractor stoppage. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2016. No 8, pp. 33–38 (in Russ.).

# ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕСТВА МОТОРНЫХ ТОПЛИВ И МАСЕЛ В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ КУБАНИ

## RESEARCH OF QUALITY OF MOTOR FUELS AND OILS IN AGRICULTURAL PRODUCTION OF KUBAN

**В.В. ВЕРБИЦКИЙ**, к.т.н.

Кубанский государственный аграрный университет,  
Краснодар, Россия, suhs@mail.ru

**V.V. VERBITSKIY**, PhD in Engineering

Kuban State Agrarian University, Krasnodar, Russia, suhs@mail.ru

Качество топливно-смазочных материалов, применяемых в сельскохозяйственном производстве, изучалось с целью оценки влияния их свойств на работоспособность двигателя. При анализе бензина определялись следующие показатели качества: плотность, наличие механических примесей, содержание воды, кислотное число, наличие минеральных кислот и щелочей, фракционная разгонка топлива (определение температур начала кипения и выкипания 10 % топлива, 50 % топлива и 90 % топлива). При анализе свойств дизельного топлива определялись следующие показатели его качества: плотность, наличие механических примесей, содержание воды, температура вспышки, вязкость при 20 °С, наличие минеральных кислот и щелочей. Оценка качества моторных масел проводилась по следующим показателям: плотность, вязкость при температуре 50 °С, вязкость при температуре 100 °С, индекс вязкости, температура вспышки, наличие минеральных кислот и щелочей, механических примесей и воды, кислотное число. Наиболее часто отклоняющиеся от стандарта показатели качества бензина – это плотность, пусковые свойства, склонность к образованию летом паровых пробок в системе питания. Иногда к этому добавляется неполнота сгорания. Для дизельных топлив характерны следующие нарушения стандартных показателей качества: повышенное содержание фактических смол, пониженная вязкость и очень высокая (выше 100 °С) температура вспышки. Наиболее часто встречающимися показателями качества моторных масел, отклонение от нормы которых может привести к нарушению работы двигателя, являются: вязкость при 100 °С, индекс вязкости, кислая реакция, наличие воды, низкая температура вспышки. После оценки качества моторных масел установили наиболее часто встречающиеся причины нарушения работы двигателя. Большинство нарушений качества масел связано с его неправильным хранением или умышленным смешиванием его с более дешевыми компонентами.

**Ключевые слова:** бензин, дизельное топливо, моторное масло, износ, вязкость, температура вспышки.

The quality of fuel and lubricants used in agricultural production was studied in order to assess the effect of their properties on the performance of the engine. The analysis of gasoline determined the following quality indicators: density, presence of mechanical impurities, water content, acid number, the presence of mineral acids and alkalis, fractional distillation of fuel (determination of the boiling and boiling point of 10 % of fuel, 50 % of fuel and 90 % of fuel). When analyzing the properties of diesel fuel, the following indicators of its quality were determined: density, presence of mechanical impurities, water content, flash point, viscosity at 20 °C, presence of mineral acids and alkalis. The evaluation of the quality of motor oils was carried out according to the following parameters: density, viscosity at 50 °C, viscosity at 100 °C, viscosity index, flash point, presence of mineral acids and alkalis, mechanical impurities and water, acid number. The most often deviating from the standard of quality indicators of gasoline is the density, starting properties, the propensity to form in the summer of steam plugs in the power system. Sometimes this is accompanied by incompleteness of combustion. Diesel fuels are characterized by the following violations of standard quality indicators: high content of actual resins, reduced viscosity and very high (above 100 °C) flash point. The most common indicators of the quality of motor oils, the deviation from which can lead to a malfunction of the engine, are: viscosity at 100 °C, viscosity index, acid reaction, water availability, low flash point. After assessing the quality of motor oils, the most common causes of motor malfunction were identified. Most violations of the quality of oils are associated with its improper storage or deliberate mixing with cheaper components.

**Keywords:** gasoline, diesel fuel, engine oil, wear, viscosity, flash point.

## Введение

В связи с высокой долей топливо-смазочных материалов в структуре себестоимости механизированных работ возрастает актуальность исследований, посвященных качеству нефтепродуктов, используемых в сельскохозяйственном производстве.

## Цель исследования

Целью исследования является определение отклонения от стандарта отдельных показателей качества топливо-смазочных материалов и влияния этих отклонений на работу двигателя.

## Материалы и методы исследования моторных топлив

В 2015–2017 гг. в Кубанском ГАУ по заявкам хозяйств проводилось исследование качества моторных топлив в сельскохозяйственном производстве. При анализе бензина определялись следующие показатели качества: плотность, наличие механических примесей, содержание воды, кислотное число, наличие минеральных кислот и щелочей, фракционная разгонка топлива (определение температур начала кипения и выкипания 10 % топлива, 50 % топлива и 90 % топлива). При анализе свойств дизельного топлива определялись следующие показатели его качества: плотность, наличие механических примесей, содержание воды, температура

вспышки, вязкость при 20 °С, наличие минеральных кислот и щелочей [1].

Результаты исследований бензинов представлены в табл. 1.

Анализы проводились по стандартной методике. Плотность определялась нефтенсиметрами, вязкость определялась вискозиметром ВПЖ-2, температура вспышки определялась в закрытом тигле, содержание воды – методом возгонки нефтепродукта с обезвоженным бензином с последующим отстаиванием в холодильнике. Кислотное число определялось спиртовой вытяжкой из бензина органических кислот с последующим титрованием децинормальным раствором едкого калия. Определение наличия в топлива минеральных кислот и щелочей производилось методом вытяжки их горячей водой с добавлением в водную фракцию соответствующего реактива. Содержание фактических смол находилось по диаметру кольцевого пятна после сжигания 1 мл топлива. Для фракционной разгонки бензина использовался аппарат ЛРН [2].

## Результаты исследования бензинов

Во всех анализах отмечено отсутствие в бензинах механических примесей и воды.

Образец топлива № 1 имеет слишком легкий фракционный состав. Поскольку этот бензин использовался летом, вероятно образо-

Таблица 1

Результаты анализа качества бензина

№	Плотность, г/см <sup>3</sup>	Кислотное число, мг/100 мл	Наличие минеральных кислот и щелочей	Фракционная разгонка, Т °С			
				0%	10%	50%	90%
1	0,705	2,4	щелочная реакция	40	53	98	165
2	0,725	2,7	щелочная реакция	39	58	103	170
3	0,727	0,9	щелочная реакция	55	79	104	145
4	0,720	0,9	щелочная реакция	54	76	102	147
5	0,724	0,9	щелочная реакция	54	76	102	147
6	0,745	2,8	нейтральная реакция	68	91	123	180
7	0,723	3,0	слабая щелочная реакция	48	70	114	178
8	0,770	3,0	слабая щелочная реакция	45	68	119	179
9	0,718	2,5	слабая щелочная реакция	39	57	97	165
10	0,705	3,0	слабая щелочная реакция	35	68	108	165
11	0,695	3,0	сильная щелочная реакция	35	48	70	190
12	0,740	3,0		35	51	96	165
13	0,720	2,4	сильная щелочная реакция	38	70	115	180
14	0,725	3,0	сильная щелочная реакция	42	75	120	185
15	0,720	3,0	сильная щелочная реакция	40	73	120	180
16	0,680	3,0	щелочная реакция	35	47	68	150

вание паровых пробок в системе питания. Паровые пробки возможны и в образце топлива № 2.

Образцы топлива № 3, 4 и 5 имеют плохие пусковые свойства. У образца топлива № 6 пусковые свойства очень плохие, можно предположить низкую технологию производства. Образцы топлива № 7, № 8, № 9 и № 10 удовлетворяют требованиям стандартов. Образец топлива № 11 отличается неполнотой сгорания. Образец топлива № 12 склонен к образованию паровых пробок. Образец топлива № 13 удовлетворяет требованиям стандартов. Образец топлива № 14 обеспечивает ухудшенный запуск и неполноту сгорания. Образец топлива № 15 удовлетворяет требованиям стандартов.

Образец топлива № 16 отличается непомерно высоким содержанием легких фракций и склонностью к образованию паровых пробок. Вероятна несовершенная технология производства.

Таким образом, из 16 образцов бензина, подвергшихся анализу, плотность соответствуют требованиям стандартов у 37,5 %, склонны к образованию паровых пробок 25 %, обеспечивают ухудшенный запуск 31 %, позволяют предположить несовершенную технологию производства 12,5 %, обеспечивают низкую приемистость двигателя 12,5 % и отличаются неполнотой сгорания 6 %. Некоторые образцы характеризуются одновременно двумя нарушениями стандартов [3], [4].

## Результаты исследования дизельного топлива

В табл. 2 представлены результаты исследования дизельного топлива.

Во всех анализах отмечено отсутствие механических примесей и воды. По результатам этих анализов можно отметить следующее.

Образцы топлива № 1, 3, 5–7, 8 и 10 отличаются повышенным содержанием фактических смол. При анализе образцов № 5 и 8 не зафиксирована температура вспышки в процессе нагревания до 100 °С. Образцы топлива № 7 и 8 отличаются пониженной вязкостью.

Образцы топлива № 9–11 соответствуют стандартам.

Таким образом, из 11 испытанных образцов соответствуют стандартам 27 %, отличаются повышенным содержанием фактических смол 63 %, не зафиксирована температура вспышки у 18 %, имеют пониженную вязкость 18 % образцов топлива.

## Результаты исследования моторных масел

Исследование качества моторных масел проводилось по заявкам сельскохозяйственных предприятий, причем часто существовала возможность выхода двигателя из строя по причине низкокачественного масла. Оценка качества моторных масел проводилась по следующим показателям: плотность, вязкость при температуре 50 °С, вязкость при температуре 100 °С,

Таблица 2

Результаты анализа качества дизельного топлива

№	Плотность, г/см <sup>3</sup>	Вязкость, сСт	Содержание фактических смол, мг/100 мл	Температура вспышки, °С	Наличие минеральных кислот и щелочей
1	0,835	4,8	120	60	щелочная реакция
2	0,815	2,6	32	45	щелочная реакция
3	0,840	3,9	56	55	щелочная реакция
4	0,830	2,8	25	60	щелочная реакция
5	0,815	3,3	85	не установлена	щелочная реакция
6	0,845	5,1	85	72	слабая щелочная реакция
7	0,790	1,9	40	35	слабая щелочная реакция
8	0,790	1,6	70	не установлена	сильная щелочная реакция
9	0,825	3,8	25	65	щелочная реакция
10	0,840	4,2	40	70	щелочная реакция
11	0,830	4,0	30	75	щелочная реакция

индекс вязкости, температура вспышки, наличие минеральных кислот и щелочей, механических примесей и воды, кислотное число.

Для определения плотности масло смешивали с растворителем – дизельным топливом, плотность которого предварительно определялась нефтенденсиметром. После перемешивания смеси ее плотность определялась нефтенденсиметром, а плотность испытуемого масла определялась по формуле:

$$\rho_m = (2\rho_{см} - \rho_{дт}),$$

где  $\rho_m$  – плотность испытуемого масла;  $\rho_{см}$  – плотность смеси;  $\rho_{дт}$  – плотность дизельного топлива.

Кинематическую вязкость масла определяли капиллярным вискозиметром после его выдерживания в глицериновой бане – сначала при 50 °С, а затем при 100 °С. Величина вязкости при 100 °С указывается в марке масла, что позволяет проверить правильность маркировки. Зная кинематические вязкости масла при 50 °С и при 100 °С, можно по специальной номограмме определить индекс вязкости, который должен быть не менее 85 и обычно не более 130. Заниженное значение свидетельствует о плохих вязкостно-температурных свойствах, а завышенное – позволяет предположить наличие примеси.

Температура вспышки масла определялась в открытом тигле, куда вставлялся термометр.

Таблица 3

Результаты лабораторных исследований моторного масла

№	Заявленная марка масла	Показатели							
		Плотность, г/см <sup>3</sup>	Вязкость при 50°С, сСт	Вязкость при 100°С, сСт	Индекс вязкости, сСт	Температура вспышки, °С	Кислая или щелочная реакция	Механические примеси	Наличие воды
1	М10Г <sub>2к</sub>	0,875	20,8	6,0	130	151	слабая щелочная	мягкие отложения	следы
2	М10Г <sub>2</sub>	0,885	34,7	8,2	110	212	слабая щелочная	нет	следы
3	М10Г <sub>2</sub>	0,885	38,7	8,9	110	208	сильная щелочная	нет	следы
4	М10Г <sub>2</sub>	0,880	59,5	10,9	98	220	слабая щелочная	нет	следы
5	М10Г <sub>2</sub>	0,880	59,4	10,1	80	210	сильная щелочная	мягкие отложения	следы
6	М10Г <sub>2</sub>	0,870	58,0	11,5	110	190	слабая щелочная		следы
7	М10Г <sub>2</sub>	0,885	58,5	10,5	90	188	сильная щелочная	нет	0,25%
8	М10Г <sub>2</sub>	0,885	41,2	9,8	130	225	сильная щелочная	нет	0,12%
9	М10Г <sub>2</sub>	0,880	55,7	10,9	105	225	слабая щелочная	нет	следы
10	М10Г <sub>2</sub>	0,890	55,6	10,8	105	210	сильная щелочная	нет	0,05%
11	-	0,900	35,0	18,0	110	180	сильная щелочная	нет	следы
12	ДЗ-30	0,880	50,3	12,6	145	225	нейтральная	нет	следы
13	М8Г <sub>2</sub>	0,880	36,0	8,3	110	187	слабая кислая	нет	следы
14	М8Г <sub>2</sub>	0,870	37,0	9,2	130	172	слабая кислая	нет	следы
15	М8Г <sub>2</sub>	0,875	48,9	12,9	160	180	слабая щелочная	нет	следы



Чем ниже температура вспышки масла, тем оно хуже. Такое масло не только сильно выгорает, но и препятствует образованию масляной пленки на деталях двигателя, что интенсифицирует износ. Для определения наличия в масле минеральных кислот и щелочей образец масла смешивали с горячей водой в делительной воронке, встряхивали смесь, а после отстоя водный слой сливали в две пробирки, куда добавляли соответствующие индикаторы – фенолфталеин и метилоранж.

Для установления кислотного числа масла, характеризующего содержание в нем органических кислот, эти кислоты извлекались кипящим спиртом и после добавления индикатора при

титровании определялось количество капель едкого калия, необходимого для нейтрализации извлеченных из масла органических кислот. Кислотное число не должно превышать 3 мг на 1 г масла. Повышенное его значение означает возможность интенсивного разрушения цветных металлов, особенно вкладышей в подшипниках. В определенных условиях возможно также образование гелей, закупоривающих масляные магистрали.

Результаты испытаний 15 образцов масла представлены в табл. 3.

Плотность моторного масла в 11 образцах составила 0,875...0,880 г/см<sup>3</sup>, в двух образцах – 0,870 г/см<sup>3</sup> и еще в двух – 0,890 и 0,900 г/см<sup>3</sup>.

Таблица 4

Причины возможных или действительных неисправностей двигателя, установленные на основании анализов моторного масла

№	Неисправность двигателя	Характер отклонения от нормы показателя качества масла и его влияние на работу двигателя
1	-	Дизельное топливо в масле. Анализируемый нефтепродукт не является маслом М10Г <sub>2к</sub>
2	Проворот вкладышей	Вязкость ниже нормы, что ослабляет несущую способность масляного клина, особенно при перегреве
3	Проворот вкладышей	Вязкость ниже нормы, что ослабляет несущую способность масляного клина, особенно при перегреве
4	Полосы на вкладышах	Замечаний к качеству масла нет
5	Вкладыши приварились к коленвалу	Несоответствие марки масла условиям эксплуатации зимой. Образование желеобразной массы в масле.
6	-	Температура вспышки ниже нормы, что препятствует созданию масляной пленки.
7	-	Гидролиз присадок, расслаивание масла, что вызвано попаданием дизельного топлива
8	-	Частичный гидролиз присадок
9	Разрушение вкладышей	Замечаний к качеству масла нет, причины разрушения связаны с самим двигателем
10	Металлические частицы в двигателе	Повышенный износ вызван низкой температурой вспышки
11	-	Попадание дизельного топлива в масло сделало его непригодным к использованию
12	-	Масло пригодно для использования в импортном двигателе с турбонаддувом
13	-	Снижение температуры вспышки сделало масло непригодным к использованию
14	-	Снижение температуры вспышки сделало масло непригодным к использованию
15	-	Снижение температуры вспышки сделало масло непригодным к использованию

Таким образом, изменение величины плотности масла не было значительным.

Вязкость масла изменялась в широких пределах, что может свидетельствовать:

- об отклонении данных сертификата от фактических значений;
- об отклонениях в технологии изготовления;
- о разбавлении масла более дешевыми компонентами.

Индекс вязкости всех, кроме одного, анализированных масел был в норме.

Таким образом, наиболее часто встречающимися показателями качества моторных масел, отклонение от нормы которых может привести к нарушению работы двигателя, являются:

- вязкость при 100 °С – 4 анализа,
- индекс вязкости – 1 анализ,
- кислая реакция – 1 анализ,
- наличие воды – 4 анализа,
- низкая температура вспышки – 4 анализа.

В табл. 4 указаны последствия использования некондиционных масел.

### Выводы

1. Наиболее часто отклоняющиеся от стандарта показатели качества бензина – это плотность, пусковые свойства, склонность к образованию летом паровых пробок в системе питания. Иногда к этому добавляется неполнота сгорания. Для дизельных топлив характерны следующие нарушения стандартных показателей качества: повышенное содержание фактических смол, пониженная вязкость и очень высокая (выше 100 °С) температура вспышки.

Возможных причин таких нарушений качества моторных топлив две: кустарная технология производства и (наиболее вероятно) фальсификация моторных топлив путем добавления в них дешевых компонентов на заправках. Из этого следуют рекомендации:

- принять нормативный акт о лишении лицензий на право торговли организаций, фальсифицирующих моторные топлива и масла;
- создать краевую лабораторию для анализа качества нефтепродуктов;
- организовать подготовку специалистов среднего звена по рациональному использованию и анализу качества нефтепродуктов.

2. Большинство нарушений качества масел связано с его неправильным хранением или умышленным смешиванием его с более дешевыми компонентами. Необходимо усиление внешнего контроля за качеством поставляемого масла, а также рациональная организация нефтехозяйства предприятий.

### Литература

1. Григорьев М.А., Бунаков Б.М., Долецкий В.А. Качество моторных масел и надежность двигателей. М.: Издательство стандартов, 1981. 232 с.
2. Кузнецов А.В. Топливо и смазочные материалы. М.: Колос, 2007. 199 с.
3. Курасов В.С., Вербицкий В.В. Топливо, смазочные материалы. Краснодар: КГАУ, 2013. 81 с.
4. Кайгородова Е.А. и др. Химия топливо-смазочных материалов. Учебное пособие. Краснодар: КубГАУ, 2008. 156 с.
5. Ногин Б.А., Бутков П.П. Экономия горюче-смазочных материалов. М.: Вузовская книга, 2004. 220 с.
6. Остриков В.В., Нагорнов С.А., Клейменов О.А. и др. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости. Тамбов: Изд-во Тамбовского гос. техн. ун-та, 2008. 304 с.

### References

1. Grigor'ev M.A., Bunakov B.M., Doletskiy V.A. Kachestvo motornykh masel i nadezhnost' dvigateley [Quality of engine oils and engine reliability]. Moscow: Izdatel'stvo standartov Publ., 1981. 232 p.
2. Kuznetsov A.V. Toplivo i smazochnye materialy [Fuel and lubricants]. Moscow: Kolos Publ., 2007. 199 p.
3. Kurasov V.S., Verbitskiy V.V. Toplivo, smazochnye materialy [Fuel, lubricants]. Krasnodar: KGAU Publ., 2013. 81 p.
4. Kaygorodova E.A. i dr. Khimiya toplivo-smazochnykh materialov [Chemistry of fuels and lubricants]. Krasnodar: KubGAU Publ., 2008. 156 p.
5. Nogin B.A., Butkov P.P. Ekonomiya goryuche-smazochnykh materialov [Saving of fuels and lubricants]. Moscow: Vuzovskaya kniga Publ., 2004. 220 p.
6. Ostrikov V.V., Nagornov S.A., Kleymenov O.A. i dr. Toplivo, smazochnye materialy i tekhnicheskie zhidkosti [Fuel, lubricants and technical fluids]. Tambov: Izd-vo Tambovskogo gos. tekhn. un-ta Publ., 2008. 304 p.

# ОЦЕНКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВА ДВС

## EVALUATION OF DESIGN AND PRODUCTION OF ICE

**В.А. КОЧЕНОВ**<sup>1</sup>, к.т.н.  
**А.Н. САХАРОВ**<sup>1</sup>, к.т.н.  
**С.С. КАЗАКОВ**<sup>2</sup>, к.т.н.  
**Р.Р. ЖАМАЛОВ**<sup>2</sup>, к.т.н.  
**В.В. ГОЕВА**<sup>2</sup>  
**Н.Е. ГРИШИН**<sup>2</sup>  
**К.Е. ГРУНИН**<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Нижегородская ГСХА,

<sup>2</sup> Нижегородский ГИЭУ, konst.grunin2010@yandex.ru

**V.A. KOCHENOV**<sup>1</sup>, PhD in Engineering  
**A.N. SAKHAROV**<sup>1</sup>, PhD in Engineering  
**S.S. KAZAKOV**<sup>2</sup>, PhD in Engineering  
**R.R. ZHAMALOV**<sup>2</sup>, PhD in Engineering  
**V.V. GOEVA**<sup>2</sup>  
**N.E. GRISHIN**<sup>2</sup>  
**K.E. GRUNIN**<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Nizhny Novgorod State Agricultural Academy

<sup>2</sup> Nizhny Novgorod State University of Engineering and Economics, konst.grunin2010@yandex.ru

Предлагается анализ проектирования и производства узлов трения ДВС по долговечности и износостойкости. При разнообразии и разбросе факторов, определяющих долговечность и износостойкость трибосопряжений ДВС, изменение износа и интенсивности износа в процессе эксплуатации имеет выраженный закономерный характер. Оценка проектирования и изготовления ДВС основана на сравнении показателей долговечности и износостойкости действительного и теоретического трибосопряжений. Допуски изготовления отражают потенциал технических возможностей производства. Коэффициент конструирования показывает соответствие геометрии вновь изготовленной поверхности трения своим оптимальным, приработанным параметрам. Экспериментальные данные заимствованы из результатов дорожных и ускоренных испытаний двигателей ГАЗ и ЗМЗ. Снижение износа приработки, погрешностей конструирования и изготовления объясняется совершенствованием проектирования, снижением допусков изготовления. Уменьшение интенсивности износа и увеличение наработки деталей связано с совершенствованием материала трущихся поверхностей и смазочного материала, улучшением дорог. Изменение коэффициента конструирования свидетельствует об отсутствии выраженных тенденций по проектированию и производству приработанных геометрических параметров трибосопряжений. Отечественное автомобилестроение и двигателестроение в основном ориентировалось на внутренний рынок. Проектирование и производство учитывало высокую потребность в машинах, малонаселенность большей территории страны, т.е. низкую концентрацию машин на этих территориях и трудности организации фирменного сервиса, зависящего от количества машин, находящихся в зоне обслуживания. В итоге многие машины стали неконкурентоспособными и по технической характеристике, и по цене, и по надежности. Курс на модернизацию производства двигателей предъявляет повышенные требования к проектированию, заключающиеся в полном использовании технических возможностей изготовления и определении перспектив их дальнейшего роста.

**Ключевые слова:** проектирование, производство, двигатели внутреннего сгорания, долговечность, износостойкость.

It is proposed the analysis of design and production of the internal combustion engine friction units in durability and wear resistance. With a variety and dispersion of factors that determine the durability and wear resistance of the internal combustion tribome, the change in wear and wear intensity during the operation has a pronounced natural character. Evaluation of the design and manufacture of ICE is based on a comparison of the indices of durability and wear resistance of the actual and theoretical tribo-conjugation. Manufacturing tolerances reflect the potential of technical production capabilities. The design coefficient shows the correspondence of the geometry of the newly manufactured friction surface to its optimal, attained parameters. The experimental data are taken from the results of road and accelerated tests of the engines GAZ and ZMZ. Reducing wear in the run-in, design and manufacturing errors is due to improved design and lower manufacturing tolerances. Reducing the intensity of wear and increasing the operating time of parts is associated with the improvement of the material of rubbing surfaces and lubricant, and improvement of roads. The change in the design coefficient indicates that there are no pronounced trends in the design and production of the geometric parameters of the tribo-conjugate. Domestic automotive industry and engine building focused mainly on the domestic market. Design and production took into account the high demand for machines, the sparseness of the larger territory of the country, i.e. low concentration of machines in these areas and the difficulty of organizing a company service that is dependent on the number of machines in the service area. As a result, many vehicles have become uncompetitive in terms of technical characteristics, in price and reliability. The course for the modernization of the production of engines presents increased requirements for design, consisting in the full use of the technical capabilities of manufacturing and determining the prospects for their further growth.

**Keywords:** design, production, internal combustion engines, durability, wear resistance.

## Введение

При разнообразии и разбросе факторов, определяющих долговечность и износостойкость трибосопряжений ДВС, изменение износа и интенсивности износа в процессе эксплуатации имеет выраженный закономерный характер. Эксплуатация двигателей характеризуется (рис. 1):

- периодом приработки ( $0 - \tau_1$ ) с высокой интенсивностью износа из-за несоответствия геометрических параметров вновь изготовленных трибосопряжений своим оптимальным, приработанным значениям;

- периодом нормальной эксплуатации ( $\tau_1 - \tau_2$ ) с минимально постоянной интенсивностью износа;

- аварийным периодом ( $> \tau_2$ ) с повышенной интенсивностью износа вследствие наступления предельных износов (зазоров), приводящих к возникновению ударных нагрузок.

Оценка проектирования и изготовления основана на сравнении показателей долговечности и износостойкости действительного ( $I, u$ ) и теоретического ( $I^1, u^1$ ) трибосопряжений. Теоретическое сопряжение не имеет периода приработки и по минимальной интенсивности износа является оптимальным.

## Цель исследования

Целью исследования является оценка проектирования и изготовления ДВС на сравнении показателей долговечности и износостойкости действительного и теоретического трибосопряжений.

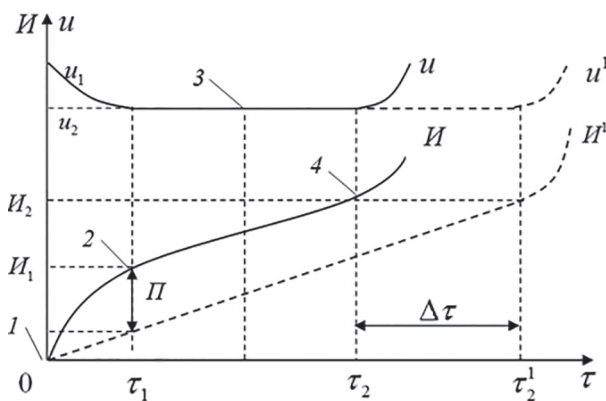


Рис. 1. Изменение износа  $I$  и интенсивности износа  $u$  от наработки  $\tau$ :

- 1 – начало эксплуатации; 2 – окончание приработки и начало нормальной эксплуатации;
- 3 – середина периода нормальной эксплуатации, соответствующая минимальной интенсивности износа, 4 – начало аварийного износа

## Результаты анализа

Анализ проводится по следующим показателям:

- наработке периодов приработки и нормальной эксплуатации  $\tau_1, \tau_2, \tau_2^1$ ;

- износу приработки и аварийному износу  $I_1, I_2$ ;

- средней интенсивности изнашивания периодов приработки и нормальной эксплуатации  $\bar{u}_1 = I_1 / \tau_1, \bar{u}_2 = (I_2 - I_1) / (\tau_2 - \tau_1)$ ;

- резерву повышения наработки  $\Delta\tau = \tau_2^1 - \tau_2$ ;

- погрешности конструирования и изготовления  $\Pi = I_1 - u_2 \cdot \tau_1$ ;

- допускам изготовления и коэффициенту конструирования геометрии трущейся поверхности детали  $D, \eta = \Pi / D$ .

Допуски изготовления отражают потенциал технических возможностей производства. Коэффициент конструирования показывает соответствие геометрии вновь изготовленной поверхности трения своим оптимальным, приработанным параметрам.

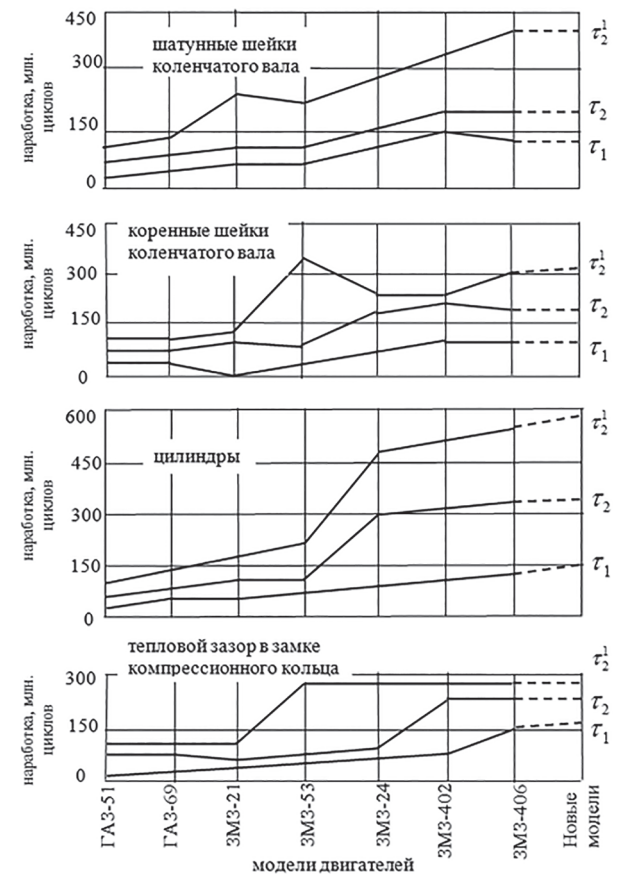


Рис. 2. Динамика аварийного износа  $I_2$ , износа приработки  $I_1$ , погрешностей конструирования и изготовления  $\Pi$  деталей и сопряжений поршневых ДВС

Экспериментальные данные заимствованы из результатов дорожных и ускоренных испытаний двигателей ГАЗ и ЗМЗ [1–5]. Динамика показателей долговечности и износостойкости двигателей представлена на рис. 2–5.

По мере развития стабильно и пропорционально уменьшаются аварийный износ  $I_2$ , износ приработки  $I_1$ , погрешности конструирования и изготовления  $\Pi$ . Уменьшение аварийного износа связано с форсированием двигателей и ростом нагрузок. При повышении зазоров быстрее возникают ударные нагрузки, определяющие начало аварийной эксплуатации. Снижение износа приработки, погрешностей конструирования и изготовления объясняется совершенствованием проектирования, снижением допусков изготовления (рис. 2).

Уменьшение интенсивности износа  $u_1$ ,  $u_2$  и увеличение наработки деталей  $\tau_2$  связано с совершенствованием материала трущихся поверхностей и смазочного материала, улучшением дорог (рис. 3 и 4).

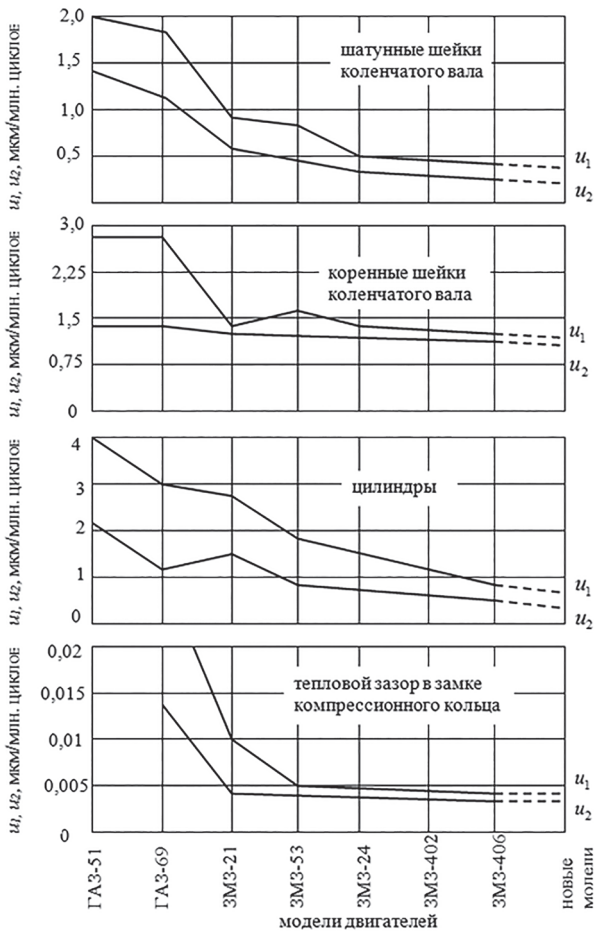


Рис. 3. Интенсивность износа периода приработки  $u_1$ , нормального периода эксплуатации  $u_2$  деталей и сопряжений поршневых ДВС

Изменение коэффициента конструирования  $\eta$  (рис. 5) свидетельствует об отсутствии выраженных тенденций по проектированию и производству приработанных геометрических параметров трибосопряжений. Ухудшение (увеличение) коэффициента  $\eta$  у двигателя ЗМЗ-406 объясняется повышением износа приработки и увеличением времени обкатки в связи с резким, повышением износостойкости особенно подшипниковых сопряжений. Коленчатый вал, изготавливаемый из высокопрочного чугуна, стал закаливаться, что улучшило его триботехнические свойства. Нижний коренной вкладыш изготавливается без канавки, что увеличило несущую способность подшипника. Произошла замена материала блок-картера с алюминиевого сплава на чугун, что увеличило механическую прочность опор вала. В конструкцию двигателя ввели демпфер крутильных колебаний. Улучшились триботехнические свойства смазочных материалов. Такое увеличение износостойкости не достаточно полно подкреплено совершенствованием механической обработки и внедрением технологий, ускоряющих приработку. Это

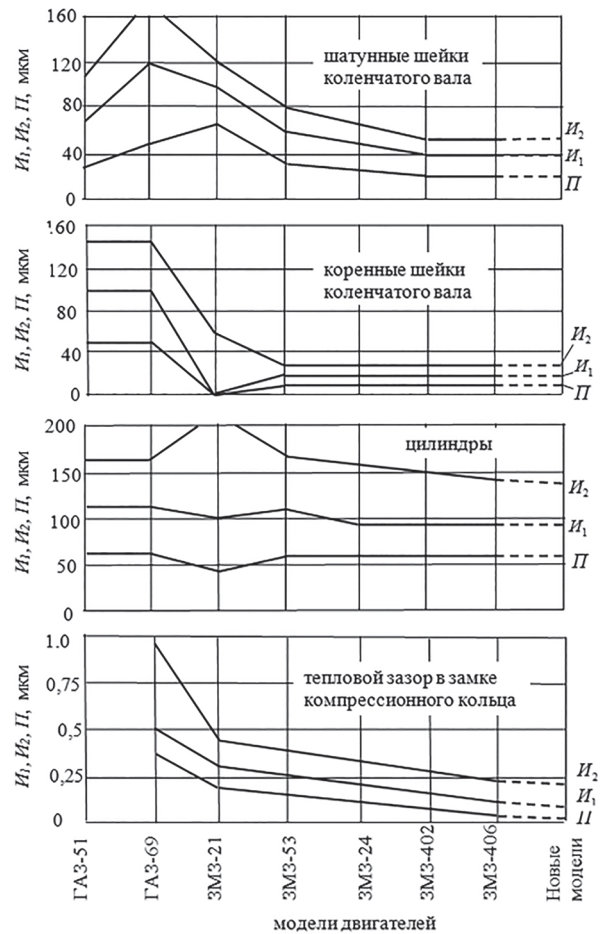
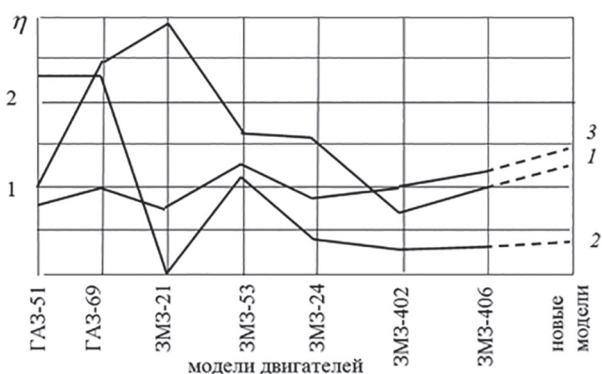


Рис. 4. Нарботка деталей и сопряжений поршневых ДВС



**Рис. 5. Коэффициент качества конструирования:**

1 – коренные шейки; 2 – шатунные шейки;  
3 – цилиндры

способствовало повышению износа приработки и отразилось на ухудшении коэффициента конструирования.

Динамика развития отечественных двигателей с некоторым отставанием отражает мировые тенденции развития двигателестроения. Причинами отставания являются:

- низкий уровень технических возможностей производства;
- поздний переход на более качественные топливно-смазочные материалы;
- развитие двигателестроения в течение длительного времени без конкуренции.

### Заключение

Отечественное автотракторостроение и двигателестроение в основном ориентировалось на внутренний рынок. Проектирование и производство учитывало высокую потребность в машинах, малонаселенность большей территории страны, т.е. низкую концентрацию машин на этих территориях и трудности организации фирменного сервиса, зависимого от количества машин, находящихся в зоне обслуживания. Отечественные машины, в том числе за рубежом, ценились за простоту конструкции и неприхотливость в эксплуатации, благодаря чему обеспечивалась их высокая надежность. Простота обслуживания и отсутствие промышленных технологий в ремонте способствовали относительно высокой долговечности машин. Ограниченное количество моделей и их массовое производство положительно влияли на квалификацию водителей и обслуживающего персонала, так как обмен опытом и самообучение работников проходило внутри автопредприятий, комплектуемых главным образом машинами одной модели. Вместе с тем, отсутствие конкуренции и, как следствие, должной

модернизации производства отрицательно отражалось на проектировании зависимом от технических возможностей производства. В итоге многие машины стали неконкурентоспособными и по технической характеристике, и по цене, и по надежности. Курс на модернизацию производства двигателей предъявляет повышенные требования к проектированию, заключающиеся в полном использовании технических возможностей изготовления и определении перспектив их дальнейшего роста. Оптимизация геометрии трущихся поверхностей деталей является резервом повышения долговечности и износостойкости ДВС.

### Литература

1. Гурвич И.Б. Износ и долговечность двигателей. Горький: Волго-Вятское кн. изд-во, 1970. 327 с.
2. Коченов В.А. Конструирование и эксплуатация автомобильных двигателей. Княгинино: Нижегородский государственный инженерно-экономический институт, 2009. 163 с.
3. Коченов В.А., Гоева В.В., Гришин Н.Е., Казаков С.С., Жамалов Р.Р., Грунин К.Е. Унификация исследований надежности ДВС // Сельский механизатор. 2016. № 1. С. 30–32.
4. Коченов В.А., Сахаров А.Н., Гоева В.В., Гришин Н.Е., Казаков С.С., Жамалов Р.Р., Грунин К.Е. Прогнозирование надежности ДВС // Сельский механизатор. 2016. № 2. С. 32–33.
5. Акатов С.А., Гоева В.В., Грунин К.Е., Коченов В.А. Конструктивные средства повышения долговечности и износостойкости трибосопряжений // Вестник НГИЭИ. 2014. № 6 (37). С. 3–12.

### References

1. Gurvich I.B. Iznos i dolgovechnost' dvigateley [Wear and durability of engines]. Gor'kiy: Volgo-Vyatskoe kn. izd-vo Publ., 1970. 327 p.
2. Kochenov V.A. Konstruirovaniye i ekspluatatsiya avtomobil'nykh dvigateley [Design and operation of automobile engines]. Knyaginino: Nizhegorodskiy gosudarstvennyy inzhenerno-ekonomicheskiy institut Publ., 2009. 163 p.
3. Kochenov V.A., Goeva V.V., Grishin N.E., Kazakov S.S., Zhamalov R.R., Grunin K.E. Unification of reliability studies of ICE. Sel'skiy mekhanizator. 2016. No 1, pp. 30–32 (in Russ.).
4. Kochenov V.A., Sakharov A.N., Goeva V.V., Grishin N.E., Kazakov S.S., Zhamalov R.R., Grunin K.E. ICE reliability prediction. Sel'skiy mekhanizator. 2016. No 2, pp. 32–33 (in Russ.).
5. Akatov S.A., Goeva V.V., Grunin K.E., Kochenov V.A. Constructive means of increasing the durability and wear resistance of tribocouples. Vestnik NGIEI. 2014. No 6 (37), pp. 3–12 (in Russ.).

# РЕШЕНИЕ СИСТЕМЫ УРАВНЕНИЙ КОЛМОГОРОВА ДЛЯ ОБОБЩЕННОГО ГРАФА СОСТОЯНИЙ МОБИЛЬНОГО КОРМОЦЕХА

## SOLUTION OF THE KOLMOGOROV SYSTEM OF EQUATIONS FOR THE GENERALIZED GRAPH OF STATES OF A MOBILE FEED HOPPER

**А.И. КУПРЕЕНКО**, д.т.н.  
**Х.М. ИСАЕВ**, к.э.н.  
**С.М. МИХАЙЛИЧЕНКО**

Брянский государственный аграрный университет,  
Брянская область, с. Кокино, Россия, kupreenkoai@mail.ru

**A.I. KUPREENKO**, DSc in Engineering  
**KH.M. ISAEV**, PhD in Economics  
**S.M. MIKHAYLICHENKO**

Bryansk State Agricultural Academy, Kokino, Bryansk Oblast,  
Russia, kupreenkoai@mail.ru

Для определения вероятностного времени кормления животных мобильными кормоцехами на фермах КРС требуется решить систему уравнений Колмогорова. Из-за массивности расчетов эту работу можно выполнить только при использовании вычислительной техники. Однако конкретная система уравнений Колмогорова подходит только для определенного количества компонентов в кормосмеси. В зависимости от выбранного рациона кормления это количество может существенно меняться. Решение систем уравнений Колмогорова для кормосмесей с различным количеством компонентов является очень трудоемким процессом. Поэтому требуется разработать математическую модель, позволяющую решать задачу по определению вероятностного времени кормления для многокомпонентных кормосмесей. В ходе работы использовались положения теории случайных процессов, теории графов и основы математического моделирования. Для выполнения поставленной задачи были составлены и решены системы уравнений Колмогорова для 2-, 3- и 4-компонентной кормосмесей. Сочетания интенсивностей « $\lambda_{ij}$ » заменялись коэффициентами « $K_i$ », введенными для визуального восприятия формул и возможности выявить закономерности их развития при изменении количества компонентов. Обнаруженные закономерности отражены в алгоритме. Также представлено итоговое решение рассмотренных систем уравнений Колмогорова, и получена общая формула для вычисления вероятности нахождения мобильного кормоцеха в состоянии раздачи корма. Формула состоит из коэффициентов « $K_i$ », которые вычисляются по разработанному алгоритму. Таким образом, при использовании предложенного алгоритма исключается необходимость в составлении и решении систем уравнений Колмогорова для определения вероятности нахождения мобильного кормоцеха в состоянии раздачи корма. Обнаруженные закономерности удобно реализовать в электронной среде, например MS Excel, что позволит осуществлять моделирование технологического процесса приготовления и раздачи кормосмесей с различным количеством компонентов.

**Ключевые слова:** теория графов, уравнения Колмогорова, мобильный кормоцех, раздача кормосмеси, время кормления.

To determine the probabilistic time for feeding animals with mobile feeders on farms of cattle, it is required to solve the system of Kolmogorov equations. Because of the massive calculations, this work can be done only with the use of computer technology. However, a specific Kolmogorov system of equations is suitable only for a certain number of components in the feed mix. Depending on the chosen feeding ration, this amount can vary significantly. Solving the Kolmogorov equations for feed mixtures with a different number of components is a very laborious process. Therefore, it is required to develop a mathematical model that allows solving the problem of determining the probabilistic feeding time for multicomponent fodder mixtures. In the course of this work, the positions of the theory of random processes, the theory of graphs, and the foundations of mathematical modeling were used. To accomplish the task, Kolmogorov's system of equations for 2-, 3-, and 4-component fodder mixtures was compiled and solved. The combinations of intensities « $\lambda_{ij}$ » were replaced by the coefficients « $K_i$ », introduced for visual perception of formulas and the possibility to reveal the patterns of their development with a change in the number of components. The observed regularities are reflected in the algorithm. The final solution of the Kolmogorov equations is also presented, and a general formula is obtained for calculating the probability of finding a mobile feed hopper in the state of distribution of feed. The formula consists of the coefficients « $K_i$ », which are calculated according to the developed algorithm. Thus, using the proposed algorithm, there is no need to compile and solve Kolmogorov's systems of equations to determine the probability of finding a mobile feed mill in the state of distribution of food. The observed regularities are conveniently implemented in an electronic environment, for example, MS Excel, which will allow modeling of the technological process of preparation and distribution of feed mixes with a different number of components.

**Keywords:** graph theory, Kolmogorov equations, mobile feed mill, distribution of feed mix, feeding time.

## Введение

Для определения времени одного кормления животных мобильным кормоцехом на фермах по предложенной ранее методике [1–4] необходимо вычислить вероятность нахождения мобильного кормоцеха в состоянии раздачи корма. При этом необходимо учесть тот факт, что количество компонентов в кормосмеси может существенно меняться в зависимости от выбранных рационов. Ранее уже были рассмотрены случаи с кормосмесью, состоящей из 2 и 5 компонентов [5–7]. В дальнейшем, для повышения эффективности математической модели, был предложен обобщенный граф, позволяющий рассматривать процесс приготовления и раздачи кормов мобильным кормоцехом для кормосмесей, включающих от 2 до 25 компонентов [8]. Также был разработан алгоритм для составления системы уравнений Колмогорова к данному графу, и представлена итоговая формула для расчета вероятности нахождения мобильного кормоцеха в состоянии раздачи корма. Однако содержание этой формулы не было раскрыто. Также не были представлены выявленные закономерности при решении системы уравнений Колмогорова для кормосмесей с различным количеством компонентов.

## Цель исследования

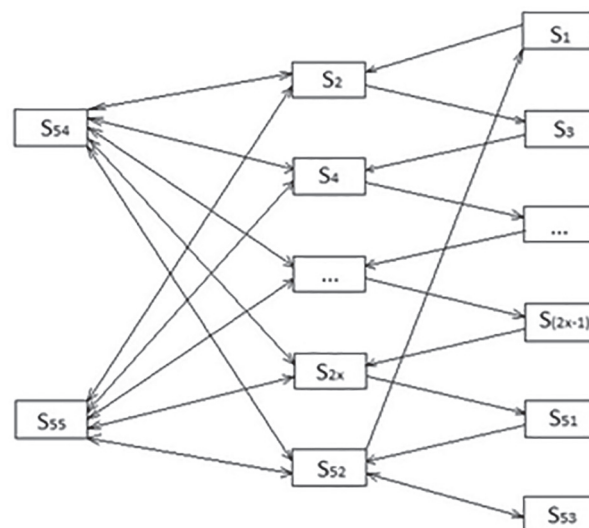
Целью исследования является разработка математической модели, позволяющей решать систему уравнений Колмогорова для обобщенного графа состояний мобильного кормоцеха с использованием ЭВМ.

Объектом исследования является технологический процесс приготовления и раздачи кормов мобильным кормоцехом на ферме. Метод исследования основан на теории случайных процессов, теории графов и математическом моделировании.

## Материалы, методы исследования и их обсуждение

С целью нахождения времени кормления животных мобильными кормоцехами для 2-, 3- и 4-компонентной кормосмесей были составлены соответствующие системы уравнений Колмогорова по разработанному алгоритму к обобщенному графу (рис. 1).

В связи с тем что интенсивность перехода мобильного кормоцеха из состояния загрузки



**Рис. 1. Обобщенный граф состояний мобильного кормоцеха при многокомпонентной кормосмеси:**

$x$  – количество компонентов в кормосмеси (до 25 компонентов);  $S_1$  – переезд от места стоянки к 1-му хранилищу кормов;  $S_3... S_{(2x-1)}$  – переезды мобильного кормоцеха между хранилищами кормов;  $S_2, S_4... S_{2x}$  – погрузка компонентов кормосмеси;  $S_{51}$  – переезд от последнего хранилища кормов к животноводческим помещениям;  $S_{52}$  – раздача кормосмеси;  $S_{53}$  – разворот при переезде на другую линию раздачи;  $S_{54}$  – технологическое нарушение;  $S_{55}$  – технический отказ

компонента ( $S_2, S_4...S_{2x}$ ) в состояние переезда ( $S_3, S_5...S_{51}$ ) не зависит от состояния переезда, для упрощения математической модели можно сделать следующее допущение о равенстве интенсивностей переходов между состояниями:  $\lambda_{2x,51} = \lambda_{2x,2x+1}$ , где  $x$  – количество компонентов кормосмеси.

Ранее так же были приняты допущения [8]:

$$\begin{aligned} \lambda_{2,54} &= \lambda_{4,54} = \dots = \lambda_{2x,54} = \lambda_{52,54}; \\ \lambda_{54,2} &= \lambda_{54,4} = \dots = \lambda_{54,2x} = \lambda_{54,52}; \\ \lambda_{2,55} &= \lambda_{4,55} = \dots = \lambda_{2x,55} = \lambda_{52,55}; \\ \lambda_{55,2} &= \lambda_{55,4} = \dots = \lambda_{55,2x} = \lambda_{55,52}. \end{aligned}$$

Системы уравнений Колмогорова для частных случаев (при  $x = 2, x = 3, x = 4$ ), составленные с учетом принятых допущений, приведены в табл. 1.

Нормировочное условие при решении системы уравнений Колмогорова:

$$p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_{54} + p_{55} = 1.$$

Для наглядности систему уравнений Колмогорова, составленную по алгоритму, можно



Таблица 1

Системы уравнений Колмогорова (при  $x = 2, x = 3, x = 4$ )

	$x = 2$	$x = 3$	$x = 4$
№1	$p_1\lambda_{1,2} = p_{52}\lambda_{52,1}$		
№2	$p_2(\lambda_{2,3} + \lambda_{52,54} + \lambda_{52,55}) = p_1\lambda_{1,2} + p_{54}\lambda_{54,52} + p_{55}\lambda_{55,52}$		
№3	$p_3\lambda_{3,4} = p_2\lambda_{2,3}$		
№4	$p_4(\lambda_{4,5} + \lambda_{52,54} + \lambda_{52,55}) = p_3\lambda_{3,4} + p_{54}\lambda_{54,52} + p_{55}\lambda_{55,52}$		
№5	---	$p_5\lambda_{5,6} = p_4\lambda_{4,5}$	
№6	---	$p_6(\lambda_{6,7} + \lambda_{52,54} + \lambda_{52,55}) = p_5\lambda_{5,6} + p_{54}\lambda_{54,52} + p_{55}\lambda_{55,52}$	
№7	---	---	$p_7\lambda_{7,8} = p_6\lambda_{6,7}$
№8	---	---	$p_8(\lambda_{8,9} + \lambda_{52,54} + \lambda_{52,55}) = p_7\lambda_{7,8} + p_{54}\lambda_{54,52} + p_{55}\lambda_{55,52}$
№2x+1	$p_{51}\lambda_{51,52} = p_4\lambda_{4,5}$	$p_{51}\lambda_{51,52} = p_6\lambda_{6,7}$	$p_{51}\lambda_{51,52} = p_8\lambda_{8,9}$
№2x+2	$p_{52}(\lambda_{52,1} + \lambda_{52,53} + \lambda_{52,54} + \lambda_{52,55}) = p_{51}\lambda_{51,52} + p_{53}\lambda_{53,52} + p_{54}\lambda_{54,52} + p_{55}\lambda_{55,52}$		
№2x+3	$p_{53}\lambda_{53,52} = p_{52}\lambda_{52,53}$		
№2x+4	$p_{54} \cdot 3\lambda_{54,52} = \lambda_{52,54}(p_2 + p_4 + p_{52})$	$p_{54} \cdot 4\lambda_{54,52} = \lambda_{52,54}(p_2 + p_4 + p_6 + p_{52})$	$p_{54} \cdot 5\lambda_{54,52} = \lambda_{52,54}(p_2 + p_4 + p_6 + p_8 + p_{52})$
№2x+5	$p_{55} \cdot 3\lambda_{55,52} = \lambda_{52,55}(p_2 + p_4 + p_{52})$	$p_{55} \cdot 4\lambda_{55,52} = \lambda_{52,55}(p_2 + p_4 + p_6 + p_{52})$	$p_{55} \cdot 5\lambda_{55,52} = \lambda_{52,55}(p_2 + p_4 + p_6 + p_8 + p_{52})$

представить в виде цепочки уравнений для нахождения следующих вероятностей:

$$\begin{aligned}
 & p_1 \rightarrow p_{n_2} (m = 2) \rightarrow p_{n_1} (m = 2) \rightarrow \\
 & \rightarrow p_{n_2} (m = 3) \rightarrow p_{n_1} (m = 3) \rightarrow \dots \rightarrow \\
 & \rightarrow p_{n_2} (m = x) \rightarrow p_{n_1} (m = x) \rightarrow p_{2x} \rightarrow \\
 & \rightarrow p_{51} \rightarrow p_{52} \rightarrow p_{53} \rightarrow p_{54} \rightarrow p_{55},
 \end{aligned}$$

где  $n_2 = 2m - 2$ ;  $n_1 = 2m - 1$  при  $m = 2, 3, \dots, x$ .

На этапе решения систем уравнений Колмогорова для упрощения преобразования уравнений вводим соответствующие коэффициенты  $K_j$ , заменяя ими образующиеся по ходу преобразований сочетания интенсивностей  $\lambda_{i,j}$ . Нумерация уравнений соответствует разработанному ранее алгоритму. В общем виде введенные коэффициенты могут быть представлены в первой части алгоритма следующим образом.

**Алгоритм по составлению коэффициентов, часть 1**

Для уравнения под № 1 (для  $p_1$ ):  $K_1 = \frac{\lambda_{52,1}}{\lambda_{1,2}}$ .

Для уравнений под номерами  $n_2 = 2m - 2$ , где  $m = 2, 3, \dots, x$  (для  $p_2, p_4, \dots, p_{2x-2}$ ):

$$K_{n_2} = (\lambda_{n_2, (n_2+1)} + \lambda_{52,54} + \lambda_{52,55}).$$

Например, при  $x = 4$  (4-компонентная кормосмесь)  $n_2 = 2 \cdot 2 - 2 = 2$ ,  $n_2 = 2 \cdot 3 - 2 = 4$ ,  $n_2 = 2 \cdot 4 - 2 = 6$ , т.е. коэффициенты  $K_2, K_4$  и  $K_6$  для соответствующих вероятностей  $p_2, p_4$  и  $p_6$  в уравнениях № 2, 4, 6.

Для уравнений под номерами  $n_1 = 2m - 1$ , где  $m = 2, 3, \dots, x$  (для  $p_3, p_5, \dots, p_{2x-1}$ ):

$$K_{n_1} = \frac{\lambda_{(n_1-1), n_1}}{\lambda_{n_1, (n_1+1)}}.$$

Например, при  $x = 4$  (4-компонентная кормосмесь)  $n_1 = 2 \cdot 2 - 1 = 3$ ,  $n_1 = 2 \cdot 3 - 1 = 5$ ,  $n_1 = 2 \cdot 4 - 1 = 7$ , т.е. коэффициенты  $K_3, K_5$  и  $K_7$  для соответствующих вероятностей  $p_3, p_5$  и  $p_7$  в уравнениях № 3, 5, 7.

Для уравнения под номером  $2x$  (для  $p_{2x}$ ):

$$K_{2x} = (\lambda_{2x, (2x+1)} + \lambda_{52,54} + \lambda_{52,55}).$$

Например, при  $x = 2$ :  $p_{2x} = p_4$ ,  $K_{2x} = K_4$ ; при  $x = 3$ :  $p_{2x} = p_6$ ,  $K_{2x} = K_6$ ; при  $x = 4$ :  $p_{2x} = p_8$ ,  $K_{2x} = K_8$  и т.д.

Для уравнения под номером  $2x+1$  (для  $p_{51}$ ):

$$K_{51}^x = \frac{\lambda_{2x, 2x+1}}{\lambda_{51, 52}}.$$

Для уравнения под номером  $2x+2$  (для  $p_{52}$ ):

$$K_{52} = \lambda_{52,1} + \lambda_{52,53} + \lambda_{52,54} + \lambda_{52,55}.$$

Для уравнения под номером  $2x+3$  (для  $p_{53}$ ):

$$K_{53} = \frac{\lambda_{52,53}}{\lambda_{53,52}}.$$

Для уравнения под номером  $2x+4$  (для  $p_{54}$ ):

$$K_{54}^x = (x + 1)\lambda_{54,52}.$$

Для уравнения под номером  $2x+5$  (для  $p_{55}$ ):

$$K_{55}^x = (x + 1)\lambda_{55,52}.$$

Для наглядности последовательную совокупность данных коэффициентов « $K_i$ » для соответствующих вероятностей  $p_i$  также можно представить в виде следующей цепочки:

$$\begin{aligned} &K_1 \rightarrow K_{n_2} (m=2) \rightarrow K_{n_1} (m=2) \rightarrow \\ &\rightarrow K_{n_2} (m=3) \rightarrow K_{n_1} (m=3) \rightarrow \dots \rightarrow \\ &\rightarrow K_{n_2} (m=x) \rightarrow K_{n_1} (m=x) \rightarrow K_{2x} \rightarrow \\ &\rightarrow K_{51}^x \rightarrow K_{52} \rightarrow K_{53} \rightarrow K_{54}^x \rightarrow K_{55}^x, \end{aligned}$$

где  $n_2 = 2m - 2$ ;  $n_1 = 2m - 1$  при  $m = 2, 3, \dots, x$ .

Решая приведенные системы уравнений Колмогорова, вводим дополнительные коэффициенты (табл. 2) для нахождения соответ-

ствующих вероятностей, а также для возможности отследить закономерности их развития при изменении количества компонентов кормосмеси «х».

В общем виде данные коэффициенты могут быть представлены во второй части алгоритма следующим образом.

### Алгоритм по составлению коэффициентов, часть 2

Для вероятности  $p_2$  (например, общий вид уравнения на основании табл. 1:

$$p_2 = p_1 K_2^a + p_{54} K_2^b + p_{55} K_2^c):$$

$$K_2^a = \frac{K_1}{K_2} \lambda_{1,2}; \quad K_2^b = \frac{\lambda_{54,52}}{K_2}; \quad K_2^c = \frac{\lambda_{55,52}}{K_2}.$$

Таблица 2

Коэффициенты, введенные в процессе решения

	$x=2$	$x=3$	$x=4$
$p_2$		$K_2^a = \frac{K_1}{K_2} \lambda_{1,2}; \quad K_2^b = \frac{\lambda_{54,52}}{K_2}; \quad K_2^c = \frac{\lambda_{55,52}}{K_2}$	
$p_4$		$K_4^a = \frac{K_2^a K_3 \lambda_{3,4}}{K_4}; \quad K_4^b = \frac{K_2^b K_3 \lambda_{3,4} + \lambda_{54,52}}{K_4}; \quad K_4^c = \frac{K_2^c K_3 \lambda_{3,4} + \lambda_{55,52}}{K_4}$	
$p_6$	---	$K_6^a = \frac{K_4^a K_5 \lambda_{5,6}}{K_6}; \quad K_6^b = \frac{K_4^b K_5 \lambda_{5,6} + \lambda_{54,52}}{K_6}; \quad K_6^c = \frac{K_4^c K_5 \lambda_{5,6} + \lambda_{55,52}}{K_6}$	
$p_8$	---	---	$K_8^a = \frac{K_6^a K_7 \lambda_{7,8}}{K_8}; \quad K_8^b = \frac{K_6^b K_7 \lambda_{7,8} + \lambda_{54,52}}{K_8};$ $K_8^c = \frac{K_6^c K_7 \lambda_{7,8} + \lambda_{55,52}}{K_8}$
$p_{52}$	$K_{52}^{2a} = 1 - \frac{K_4^a K_{51}^2 \lambda_{51,52} + K_{53} \lambda_{53,52}}{K_{52}}$ $K_{52}^{2b} = \frac{K_4^b K_{51}^2 \lambda_{51,52} + \lambda_{54,52}}{K_{52}}$ $K_{52}^{2c} = \frac{K_4^c K_{51}^2 \lambda_{51,52} + \lambda_{55,52}}{K_{52}}$	$K_{52}^{3a} = 1 - \frac{K_6^a K_{51}^3 \lambda_{51,52} + K_{53} \lambda_{53,52}}{K_{52}}$ $K_{52}^{3b} = \frac{K_6^b K_{51}^3 \lambda_{51,52} + \lambda_{54,52}}{K_{52}}$ $K_{52}^{3c} = \frac{K_6^c K_{51}^3 \lambda_{51,52} + \lambda_{55,52}}{K_{52}}$	$K_{52}^{4a} = 1 - \frac{K_8^a K_{51}^4 \lambda_{51,52} + K_{53} \lambda_{53,52}}{K_{52}}$ $K_{52}^{4b} = \frac{K_8^b K_{51}^4 \lambda_{51,52} + \lambda_{54,52}}{K_{52}}$ $K_{52}^{4c} = \frac{K_8^c K_{51}^4 \lambda_{51,52} + \lambda_{55,52}}{K_{52}}$
$p_{54}$	$K_{54}^{2a} = \frac{\lambda_{52,54} (K_2^a + K_4^a + 1)}{K_{54}^2}$ $K_{54}^{2b} = \frac{\lambda_{52,54} (K_2^b + K_4^b)}{K_{54}^2}$ $K_{54}^{2c} = \frac{\lambda_{52,54} (K_2^c + K_4^c)}{K_{54}^2}$ $K_{54}^{2\Sigma} = \frac{K_{52}^{2a} K_{54}^{2a} + K_{52}^{2b} K_{54}^{2b} + K_{52}^{2c} K_{54}^{2c}}{K_{52}^{2a} - K_{52}^{2b} K_{54}^{2a} - K_{54}^{2b} K_{52}^{2a}}$	$K_{54}^{3a} = \frac{\lambda_{52,54} (K_2^a + K_4^a + K_6^a + 1)}{K_{54}^3}$ $K_{54}^{3b} = \frac{\lambda_{52,54} (K_2^b + K_4^b + K_6^b)}{K_{54}^3}$ $K_{54}^{3c} = \frac{\lambda_{52,54} (K_2^c + K_4^c + K_6^c)}{K_{54}^3}$ $K_{54}^{3\Sigma} = \frac{K_{52}^{3a} K_{54}^{3a} + K_{52}^{3b} K_{54}^{3b} + K_{52}^{3c} K_{54}^{3c}}{K_{52}^{3a} - K_{52}^{3b} K_{54}^{3a} - K_{54}^{3b} K_{52}^{3a}}$	$K_{54}^{4a} = \frac{\lambda_{52,54} (K_2^a + K_4^a + K_6^a + K_8^a + 1)}{K_{54}^4}$ $K_{54}^{4b} = \frac{\lambda_{52,54} (K_2^b + K_4^b + K_6^b + K_8^b)}{K_{54}^4}$ $K_{54}^{4c} = \frac{\lambda_{52,54} (K_2^c + K_4^c + K_6^c + K_8^c)}{K_{54}^4}$ $K_{54}^{4\Sigma} = \frac{K_{52}^{4a} K_{54}^{4a} + K_{52}^{4b} K_{54}^{4b} + K_{52}^{4c} K_{54}^{4c}}{K_{52}^{4a} - K_{52}^{4b} K_{54}^{4a} - K_{54}^{4b} K_{52}^{4a}}$
$p_{55}$	$K_{55}^{2a} = K_1 + K_2^a + K_2^a K_3 + K_4^a + K_4^a K_{51}^2 + K_{53} + 1$ $K_{55}^{2b} = K_2^b + K_2^b K_3 + K_4^b + K_4^b K_{51}^2 + 1$ $K_{55}^{2c} = K_2^c + K_2^c K_3 + K_4^c + K_4^c K_{51}^2$	$K_{55}^{3a} = K_1 + K_2^a + K_2^a K_3 + K_4^a + K_4^a K_5 + K_6^a + K_6^a K_{51}^3 + K_{53} + 1$ $K_{55}^{3b} = K_2^b + K_2^b K_3 + K_4^b + K_4^b K_5 + K_6^b + K_6^b K_{51}^3 + 1$ $K_{55}^{3c} = K_2^c + K_2^c K_3 + K_4^c + K_4^c K_5 + K_6^c + K_6^c K_{51}^3$	$K_{55}^{4a} = K_1 + K_2^a + K_2^a K_3 + K_4^a + K_4^a K_5 + K_6^a + K_6^a K_7 + K_8^a + K_8^a K_{51}^4 + K_{53} + 1$ $K_{55}^{4b} = K_2^b + K_2^b K_3 + K_4^b + K_4^b K_5 + K_6^b + K_6^b K_7 + K_8^b + K_8^b K_{51}^4 + 1$ $K_{55}^{4c} = K_2^c + K_2^c K_3 + K_4^c + K_4^c K_5 + K_6^c + K_6^c K_7 + K_8^c + K_8^c K_{51}^4$

Для вероятностей  $p_{n_2}$ :  $n_2 = 2m - 2$ , где  $m = 3...x$ :

$$K_{n_2}^a = \frac{K_{(n_2-2)}^a \cdot K_{(n_2-1)} \cdot \lambda_{(n_2-1),n_2}}{K_{n_2}};$$

$$K_{n_2}^{\bar{o}} = \frac{K_{(n_2-2)}^{\bar{o}} \cdot K_{(n_2-1)} \cdot \lambda_{(n_2-1),n_2} + \lambda_{54,52}}{K_{n_2}};$$

$$K_{n_2}^6 = \frac{K_{(n_2-2)}^6 \cdot K_{(n_2-1)} \cdot \lambda_{(n_2-1),n_2} + \lambda_{55,52}}{K_{n_2}}.$$

Например: для индекса «а» коэффициенты имеют вид  $K_4^a, K_6^a \dots K_{2x-2}^a$  для вероятностей  $p_4, p_6 \dots p_{2x-2}$ , соответственно; для индексов « $\bar{o}$ » и «6» – аналогично.

Для вероятности  $p_{2x}$ :

$$K_{2x}^a = \frac{K_{(2x-2)}^a \cdot K_{(2x-1)} \cdot \lambda_{(2x-1),2x}}{K_{2x}};$$

$$K_{2x}^{\bar{o}} = \frac{K_{(2x-2)}^{\bar{o}} \cdot K_{(2x-1)} \cdot \lambda_{(2x-1),2x} + \lambda_{54,52}}{K_{2x}};$$

$$K_{2x}^6 = \frac{K_{(2x-2)}^6 \cdot K_{(2x-1)} \cdot \lambda_{(2x-1),2x} + \lambda_{55,52}}{K_{2x}}.$$

Например, при  $x = 2$ :  $K_{2x}^a = K_4^a$ , при  $x = 3$ :  $K_{2x}^a = K_6^a$ ; для « $\bar{o}$ » и «6» – аналогично.

Для вероятности  $p_{52}$ :

$$K_{52}^{xa} = 1 - \frac{K_{2x}^a K_{51}^x \lambda_{51,52} + K_{53} \lambda_{53,52}}{K_{52}};$$

$$K_{52}^{x\bar{o}} = \frac{K_{2x}^{\bar{o}} K_{51}^x \lambda_{51,52} + \lambda_{54,52}}{K_{52}};$$

$$K_{52}^{xB} = \frac{K_{2x}^B K_{51}^x \lambda_{51,52} + \lambda_{55,52}}{K_{52}}.$$

Для вероятности  $p_{54}$ :

$$K_{54}^{xa} = \frac{\lambda_{52,54} (K_2^a + \sum K_{n_2}^a + K_{2x}^a + 1)}{K_{54}^x};$$

$$K_{54}^{x\bar{o}} = \frac{\lambda_{52,54} (K_2^{\bar{o}} + \sum K_{n_2}^{\bar{o}} + K_{2x}^{\bar{o}})}{K_{54}^x};$$

$$K_{54}^{xB} = \frac{\lambda_{52,54} (K_2^B + \sum K_{n_2}^B + K_{2x}^B)}{K_{54}^x};$$

$$K_{54}^{x\Sigma} = \frac{K_{52}^{xB} K_{54}^{xa} + K_{54}^{xB} K_{52}^{xa}}{K_{52}^{xa} - K_{52}^{x\bar{o}} K_{54}^{xa} - K_{54}^{x\bar{o}} K_{52}^{xa}}.$$

Для вероятности  $p_{55}$ :

$$K_{55}^{xa} = K_2^a + K_2^a K_3 + \Sigma K_{n_2}^a + \Sigma K_{n_2}^a K_{n_1} + K_{2x}^a + K_{2x}^a K_{51}^x + K_{53} + 1 + K_1;$$

$$K_{55}^{x\bar{o}} = K_2^{\bar{o}} + K_2^{\bar{o}} K_3 + \Sigma K_{n_2}^{\bar{o}} + \Sigma K_{n_2}^{\bar{o}} K_{n_1} + K_{2x}^{\bar{o}} + K_{2x}^{\bar{o}} K_{51}^x + 1;$$

$$K_{55}^{xB} = K_2^B + K_2^B K_3 + \Sigma K_{n_2}^B + \Sigma K_{n_2}^B K_{n_1} + K_{2x}^B + K_{2x}^B K_{51}^x;$$

где  $\Sigma K_{n_2}^a = K_4^a + K_6^a + \dots + K_{2x-2}^a$ ;  
 $\Sigma K_{n_1}^a = K_5 + K_7 + \dots + K_{2x-1}$ ;  
 $\Sigma K_{n_2}^a K_{n_1} = K_4^a K_5 + K_6^a K_7 + \dots + K_{2x-2}^a K_{2x-1}$ ;

Таблица 3

Итоговое решение

$x = 2$	$x = 3$	$x = 4$
$p_1 = p_{52} K_1$		
$p_2 = p_{52} K_2^a + p_{54} K_2^{\bar{o}} + p_{55} K_2^B$		
$p_3 = p_2 K_3$		
$p_4 = p_{52} K_4^a + p_{54} K_4^{\bar{o}} + p_{55} K_4^B$		
---	$p_5 = p_4 K_5$	
---	$p_6 = p_{52} K_6^a + p_{54} K_6^{\bar{o}} + p_{55} K_6^B$	
---	---	$p_7 = p_6 K_7$
---	---	$p_8 = p_{52} K_8^a + p_{54} K_8^{\bar{o}} + p_{55} K_8^B$
$p_{51} = p_4 K_{51}^2$	$p_{51} = p_6 K_{51}^3$	$p_{51} = p_8 K_{51}^4$
$p_{52} = p_{55} \frac{K_{54}^{2\Sigma} K_{52}^{2\bar{o}} + K_{52}^{2B}}{K_{52}^{2a}}$	$p_{52} = p_{55} \frac{K_{54}^{3\Sigma} K_{52}^{3\bar{o}} + K_{52}^{3B}}{K_{52}^{3a}}$	$p_{52} = p_{55} \frac{K_{54}^{4\Sigma} K_{52}^{4\bar{o}} + K_{52}^{4B}}{K_{52}^{4a}}$
$p_{53} = p_{52} K_{53}$		
$p_{54} = p_{55} K_{54}^{2\Sigma}$	$p_{54} = p_{55} K_{54}^{3\Sigma}$	$p_{54} = p_{55} K_{54}^{4\Sigma}$
$p_{55} = \frac{K_{52}^{xa}}{K_{52}^{xa} + (K_{54}^{x\Sigma} K_{52}^{x\bar{o}} + K_{52}^{xB}) K_{55}^{xa} + K_{54}^{x\Sigma} K_{55}^{x\bar{o}} K_{52}^{xa} + K_{55}^{xB} K_{52}^{xa}}$		

для индексов « $\bar{o}$ » и « $\bar{e}$ » – аналогично;  $n_2 = 2m - 2$ ,  $n_1 = 2m - 1$  при  $m = 3, 4 \dots x$ .

Например:

$$\text{при } x = 2 \quad \Sigma K_{n_2}^a + \Sigma K_{n_2}^a K_{n_1} = 0;$$

$$\text{при } x = 3 \quad \Sigma K_{n_2}^a + \Sigma K_{n_2}^a K_{n_1} = K_4^a + K_4^a K_5;$$

при  $x = 4$

$$\Sigma K_{n_2}^a + \Sigma K_{n_2}^a K_{n_1} = K_4^a + K_4^a K_5 + K_6^a + K_6^a K_7.$$

Итоговое решение с выраженными вероятностями  $p_i$  для рассмотренных систем уравнений приведено в табл. 3.

Таким образом, для определения искомой вероятности  $p_{s_2}$  нахождения мобильного кормоце-ха в состоянии раздачи корма при конкретном значении  $x$  необходимо выразить соответствующие коэффициенты  $K_i$  по рассмотренному выше алгоритму, найти значение вероятности  $p_{s_5}$ , а затем уже – значение вероятности  $p_{s_2}$ .

### Выводы

1. Пользуясь предложенным подходом, можно получить выражение вероятности нахождения мобильного кормоце-ха в состоянии раздачи корма для кормосмеси, включающей от 2 до 25 компонентов.

2. При использовании ЭВМ появляется возможность моделирования баланса времени процесса приготовления и раздачи кормосмесей с различным количеством компонентов.

### Литература

1. Купреенко А.И. Обоснование рациона и состава технологических линий производства кормового сырья и приготовления кормов (рекомендации). Брянск: БГСХА. 2005. 36 с.
2. Купреенко А.И. Баланс времени смены мобильного измельчителя-смесителя-раздатчика // Вестник Брянской ГСХА. 2006. № 1. С. 27–30.
3. Купреенко А.И. Разработка метода оптимизации энергосберегающих технологий и средств механизации приготовления кормов: дис. ... д-ра техн. наук. Рязань, 2006. 436 с.
4. Купреенко А.И., Исаев Х.М., Ефименко С.В. К обоснованию выбора мобильного кормоце-ха для молочных ферм // Машинно-технологическое обеспечение животноводства – проблемы эффективности и качества. Сб. науч. тр. ВНИИМЖ, 2010. Т. II. Ч. II. С. 108–117.
5. Купреенко А.И., Исаев Х.М., Исаханян А.В. Определение эксплуатационных показателей мобильных // Вестник МГАУ им. В.П. Горячкина. 2012. № 5. С. 25–27.
6. Купреенко А.И., Исаев Х.М., Исаханян А.В. Трудоемкость приготовления и раздачи кормосмесей мобильными раздатчиками-смесителями // Вестник ВНИИМЖ. 2013. № 2 (10). С. 239–242.
7. Купреенко А.И., Исаев Х.М., Полянская А.И. Определение времени одного кормления мобильным смесителем-раздатчиком // Вестник НГАУ. 2014. № 1 (30). С. 104–107.
8. Купреенко А.И., Исаев Х.М., Михайличенко С.М. Определение эксплуатационных показателей мобильных кормоце-хов на основе теории графов // Инновационная техника и технология. 2017. № 1 (10). С. 24–28.

### References

1. Kupreenko A.I. Obosnovanie ratsiona i sostava tekhnologicheskikh liniy proizvodstva kormovogo syr'ya i prigotovleniya kormov (rekomendatsii) [Substantiation of the ration and composition of technological lines for the production of feed and feed preparation (recommendations)]. Bryansk: BGSKhA. 2005. 36 p.
2. Kupreenko A.I. The balance time for changing the mobile chopper-mixer-distributor. Vestnik Bryanskoy GSKhA. 2006. No 1, pp. 27–30 (in Russ.).
3. Kupreenko A.I. Razrabotka metoda optimizatsii energosberegayushchikh tekhnologiy i sredstv mekhanizatsii prigotovleniya kormov: dis. ... d-ra tekhn. nauk [Development of a method for optimizing energy-saving technologies and mechanization of feed preparation: dissertation for degree of Doctor of Technical Sciences]. Ryazan', 2006. 436 p.
4. Kupreenko A.I., Isaev Kh.M., Efimenko S.V. The rationale for selecting a mobile feeding station for dairy farms. Mashinno-tekhnologicheskoe obespechenie zhivotnovodstva – problemy effektivnosti i kachestva. Sb. nauch. tr. VNIIMZh [Machine-technological provision of livestock – problems of efficiency and quality], 2010. Vol. II. Ch. II, pp. 108–117 (in Russ.).
5. Kupreenko A.I., Isaev Kh.M., Isakhanyan A.V. Definition of mobile performance indicators. Vestnik MGAU im. V.P. Goryachkina. 2012. No 5, pp. 25–27 (in Russ.).
6. Kupreenko A.I., Isaev Kh.M., Isakhanyan A.V. The laboriousness of preparing and distributing feed mixes by mobile dispensers-mixers. Vestnik VNIIMZh. 2013. No 2(10), pp. 239–242 (in Russ.).
7. Kupreenko A.I., Isaev Kh.M., Polyanskaya A.I. Determination of the time of one feeding by a mobile mixer-distributor. Vestnik NGAU. 2014. No 1 (30), pp. 104–107 (in Russ.).
8. Kupreenko A.I., Isaev Kh.M., Mikhaylichenko S.M. Determination of the operational performance of mobile feed mills based on graph theory. Innovatsionnaya tekhnika i tekhnologiya. 2017. No 1 (10), pp. 24–28 (in Russ.).