

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И КАДРОВ

Учреждение образования  
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

# **ТРАКТОРЫ, АВТОМОБИЛИ И МАШИНЫ ДЛЯ ПРИРОДООБУСТРОЙСТВА**

Материалы Международной научно-практической конференции,  
посвященной 50-летию кафедры мелиоративных и строительных  
машин УО БГСХА

Горки, 7–9 декабря 2017 г.

Горки  
БГСХА  
2018

УДК 631.311.5:621.43(063)

ББК 40.723

T65

Редакционная коллегия:

А. Н. Карташевич (гл. редактор); А. Л. Казаков (отв. секретарь);  
В. М. Горелько, Е. И. Мажугин, С. Г. Рубец

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры охраны  
труда и экологии УО «Могилевский государственный университет  
продовольствия» В. А. Шаршунов;

кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой  
транспортных и технологических машин

ГУО ВПО «Белорусско-Российский университет» И. В. Лесковец

**Т65 Тракторы, автомобили и машины для природообу-  
стройства** : материалы Международной научно-практи-  
ческой конференции, посвященной 50-летию кафедры мелио-  
ративных и строительных машин УО БГСХА / Белорусская  
государственная сельскохозяйственная академия; редкол.:  
А. Н. Карташевич (гл. ред.) [и др.]. – Горки, 2018. – 101 с.  
ISBN 978-985-467-850-4.

Приведены статьи, в которых изложено содержание докладов участни-  
ков конференции. Освещены вопросы модернизации рабочих органов машин  
для природообустройства и конструкций мелиоративных сооружений, при-  
ведены исследования по повышению эффективности работы ДВС при ис-  
пользовании альтернативных видов топлива, снижению экологической без-  
опасности работы ДВС, освещены вопросы выращивания и переработки льна  
в Республике Беларусь и безопасности производственных процессов в мели-  
оративной отрасли.

УДК 631.311.5:621.43(063)

ББК 40.723

**ISBN 978-985-467-850-4**

© УО «Белорусская государственная  
сельскохозяйственная академия», 2018

**ОТ КАФЕДРЫ МЕЛИОРАТИВНЫХ  
И СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН ДО КАФЕДРЫ  
ТРАКТОРОВ, АВТОМОБИЛЕЙ И МАШИН  
ДЛЯ ПРИРОДООБУСТРОЙСТВА**

В. М. ГОРЕЛЬКО, канд. техн. наук, доцент;  
Е. И. МАЖУГИН, канд. техн. наук, профессор  
УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,  
г. Горки, Республика Беларусь

Бурным развитием мелиорации отмечены 60-е и 70-е гг. прошлого столетия. Мелиоративным строительством были охвачены все районы Белоруссии, особенно это касалось Полесья. Но, как известно, освоение Полесья и других земель невозможно без применения современной мелиоративной и строительной техники. Советские заводы выпускали большой перечень специализированной техники. От технической грамотной эксплуатации этих машин зависело многое. Поэтому в Белорусской сельскохозяйственной академии, где готовили инженеров-мелиораторов, в 1966 г. был открыт факультет механизации гидромелиоративных работ, а в 1967 г. образована кафедра мелиоративных и строительных машин, как базовая кафедра для подготовки инженеров-механиков для мелиоративно-строительной отрасли.

Первым заведующим кафедрой (1967–1978 гг.) был выпускник МВТУ им. Баумана кандидат технических наук, доцент М. П. Третьяк. Костяк кафедры составили кандидат технических наук, доцент Г. Н. Стайнов (позднее – доктор педагогических наук, профессор Московского государственного агроинженерного университета им. В. П. Горячкина), старшие преподаватели Г. Ф. Марков и М. Ш. Арбесман. Ими была создана материальная база кафедры. Они преподавали три дисциплины: «Детали машин», «Подъемно-транспортные машины» и «Строительные машины». Первопроходцем курса «Мелиоративные машины» стал кандидат технических наук, доцент М. А. Шух. Кафедре были выделены аудитории в новом 11-м учебном корпусе. В начале 70-х гг. на кафедру пришли работать А. Н. Карташевич, ныне доктор технических наук, профессор, доценты М. Л. Пархоменко, В. М. Горелько, А. Е. Гайдуков, А. Я. Маховиков, ассистент Е. Ф. Городничук. Появились новые дисциплины – «Мелиоративные и строительные машины» на гидрофаке и «Мелиоративные машины» на мехфаке.

С 1978 г. на кафедре стал работать кандидат технических наук, доцент Е. И. Мажугин, а с 80-х гг. – кандидат технических наук, доцент В. Д. Прудников. Этот период характеризуется оснащением аудиторий кафедры новым оборудованием и машинами, разработкой учебно-методического материала по дисциплинам специальности. Стали заключаться первые договоры на проведение научных исследований по основным направлениям мелиоративной и строительной отрасли.

В 1978 г. кафедру возглавил кандидат технических наук, доцент А. И. Купченко (1978–2001 гг.). Этот период характеризуется дальнейшим развитием материально-технической базы кафедры и расширением научных исследований. Кафедра сотрудничала с такими ведущими организациями СССР, как ВНИИстройдормаш, ВНИИземмаш, ПО «НАТИ», ПО «НАМИ», «ГОСНИТИ», Харьковским и Владимирским тракторными заводами, Харьковским заводом тракторных двигателей, ЦНИИМЭСХ и др. Результатом этого сотрудничества стала защита кандидатских диссертаций А. Н. Карташевичем, В. М. Горелько, Е. И. Мажугиным, В. Д. Прудниковым, В. М. Занько. В дальнейшем А. Н. Карташевичем была успешно защищена и докторская диссертация.

В конце 80-х гг. кафедра была перемещена в корпус № 15, специально построенный для нее. Здесь предусматривалось создание учебно-производственной базы для подготовки и переподготовки инженеров-механиков для мелиоративной отрасли Советского Союза. Кафедра активно сотрудничала с ведущими вузами России, Украины, Польши, Чехословакии. Заведующий кафедрой А. И. Купченко, доценты М. П. Третьяк, А. Н. Карташевич, Е. И. Мажугин, В. М. Горелько принимали активное участие в республиканских и всесоюзных семинарах и конференциях по проблемам мелиорации.

В конце 80-х – начале 90-х гг. на кафедре стали работать кандидат технических наук, доцент А. В. Кузьмицкий и ассистент В. А. Дремук. Направление их научной работы, связанной с заготовкой и консервированием кормов на мелиорируемых землях, позволило доценту А. В. Кузьмицкому защитить докторскую диссертацию, а ассистенту В. А. Дремуку – кандидатскую диссертацию.

Сложный период 90-х гг. прошлого столетия привел к необходимости перемещения кафедры в учебный корпус № 14 и восстановления и обновления материальной базы кафедры. Появились новые специальности и дисциплины. Это потребовало разработки новых учебно-методических материалов в сотрудничестве с другими кафедрами и вузами Республики Беларусь.

С 2001 по 2016 г. кафедрой возглавлял кандидат технических наук, доцент В. М. Горелько. Произошло обновление ее состава. На кафедру пришли работать А. С. Анженков, А. Л. Казаков, А. В. Пашкевич, С. Г. Рубец, А. Л. Борисов, Н. С. Сентюров. Началось тесное сотрудничество с БелНИИМСХ (ныне РУП НПЦ Республики Беларусь по механизации сельского хозяйства) по вопросам разработки и модернизации активных рабочих органов для обработки почв. Руководителями этих работ со стороны заказчика были выпускники кафедры доктора технических наук, профессора П. П. Казакевич и В. В. Азаренко, а также кандидат технических наук Н. Г. Бакач.

Доцент Е. И. Мажугин руководит тематиками, связанными с экологически чистыми методами очистки моющих растворов, а также разработкой мелиоративных косилок. Результатами работы явились защиты диссертаций на соискание ученой степени кандидата технических наук сотрудниками кафедры А. Л. Казаковым, А. В. Пашкевичем и С. Г. Рубцом.

В 2016 г. кафедрой возглавил кандидат технических наук, доцент С. Г. Рубец. Отрадно, что тема его диссертации напрямую связана с основным направлением научной деятельности кафедры – совершенствование рабочих органов мелиоративных машин. С 2016 по 2018 г. на кафедре издано три электронных учебно-методических комплекса, обновлено программное обеспечение.

В ноябре 2017 г. в результате оптимизационных процессов произошло объединение кафедры мелиоративных и строительных машин с кафедрой тракторов и автомобилей. Объединенная кафедра получила название «Тракторы, автомобили и машины для природообустройства». Возглавил кафедру доктор технических наук, профессор А. Н. Карташевич, чья научно-педагогическая деятельность началась в 1971 г. именно на кафедре мелиоративных и строительных машин.

За 50 лет существования кафедры ее сотрудниками были защищены 2 докторские диссертации и 14 кандидатских диссертаций, изданы 12 учебников и учебно-методических пособий, 1 атлас конструкций, 12 типовых учебных программ и более 150 учебно-методических разработок. Достижением в научной деятельности кафедры является получение более 80 авторских свидетельств СССР, патентов на изобретения и полезную модель Республики Беларусь, публикация более 70 статей в изданиях ВАК. На выставке ВДНХ в г. Москва были представлены экспонаты, разработанные кандидатами технических наук, доцентами А. Н. Карташевичем и В. М. Горелько (1983 г.), а на выставке «Белагро»

неоднократно были представлены экспонаты, разработанные кандидатом технических наук, профессором Е. И. Мажугиным, кандидатами технических наук, доцентами А. Л. Казаковым, С. Г. Рубцом, А. В. Пашкевичем и старшим преподавателем А. Л. Борисовым.

Значительный вклад в работу кафедры внесли инженеры и лаборанты кафедры С. Н. Шевцов, В. В. Катайлов, В. Ф. Тамилина, В. А. Краминкин, Н. Н. Грищенко, Е. Н. Броницкая, С. В. Греков, Р. В. Броницкая, заведующая учебно-методическим кабинетом Н. Д. Новикова, лаборанты I категории С. Е. Мажугина и А. В. Василевский.

За 50 лет на Республиканском и Всесоюзном конкурсах студенческих работ была представлена 31 студенческая научная работа и получено 16 дипломов разных ступеней. Отрадно, что наши дипломанты стали достойными учеными и руководителями. Так, кандидат технических наук, доцент Г. А. Райлян является директором филиала УО БГСХА в г. Пинск, а кандидат технических наук А. С. Анженков работает заместителем директора по науке научно-исследовательского института «Белгипроводхоз».

На кафедре функционирует филиал на предприятии ОАО «ПМК-87 Водстрой», где студенты знакомятся с эксплуатацией современной мелиоративной техники.

УДК 631.353.722:621.9.02

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ШЕСТЕРНИ С ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ВСТАВКОЙ ДЛЯ ОЧИСТКИ МАСЛА В РЕЖУЩЕМ АППАРАТЕ МЕЛИОРАТИВНОЙ КОСИЛКИ**

А. Л. БОРИСОВ, старший преподаватель  
УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,  
г. Горки, Республика Беларусь

В связи со всеми сложностями экономического характера на современном этапе возникает необходимость поиска и внедрения наиболее экономичных и эффективных способов повышения износостойкости зубчатых передач. Одним из наиболее эффективных способов снизить скорость изнашивания зубьев шестерен режущего аппарата многооборотных мелиоративных косилок является применение очистки масла в режущем аппарате [1, 2].

Для очистки масла в режущем аппарате многороторной мелиоративной косилки от частиц механических примесей, с целью снижения скорости изнашивания зубьев приводных шестерен и повышения надежности самого режущего аппарата, нами предлагается конструкция приводной шестерни, в полости которой закреплена цилиндрическая вставка (рис. 1).

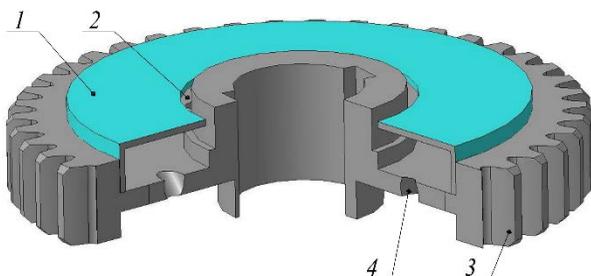


Рис. 1. Предлагаемая конструкция шестерни

Отличительной особенностью предлагаемой конструкции шестерни 3 является цилиндрическая вставка 1 закрепленная в полости шестерни. При вращении шестерни 3 часть смазки с частицами механических примесей попадает внутрь цилиндрической вставки 1. В цилиндрической вставке смазке за счет сил вязкостного трения сообщается вращательное движение, и под действием центробежных сил частицы механических примесей отбрасываются к стенке цилиндрической вставки и оседают на ней. Для облегчения поступления смазки внутрь цилиндрической вставки между ступицей шестерни и торцом вставки выполнена кольцевая щель 2 для выхода масла, через которую смазка выходит из цилиндрической вставки 1, освобождая место для поступления новой смазки.

Для увеличения производительности процесса очистки смазки от механических примесей в диске шестерни 3 выполнены четыре отверстия для входа масла 4, расположенные между собой под углом  $90^\circ$  [1, 3, 4].

Процесс осаждения твердой частицы во вращающейся цилиндрической вставке может быть представлен следующим образом.

Попадая с маслом в полость цилиндрической вставки через отверстия для входа масла, частица механических примесей приобретает вращательное движение со скоростью, равной угловой скорости вра-

щения шестерни, в полости которой закреплена цилиндрическая вставка. Отверстия для входа масла выполнены в диске под углом, направленным противоположно направлению вращения шестерни. Под влиянием центробежной силы частица приобретает также ускоренное движение в радиальном направлении от оси вращения внутренней стенки цилиндрической вставки. Частица механических примесей движется вместе с потоком масла вдоль цилиндрической вставки с постоянной по всему сечению потока скоростью.

Частица является выделенной из масла в случае достижения ей внутренней стенки цилиндрической вставки. Для этого необходимо, чтобы время на прохождение пути от точки входа частицы в полость цилиндрической вставки до внутренней стенки цилиндрической вставки в радиальном направлении (время осаждения) было равно или меньше времени, в течение которого поток масла, движущийся вдоль оси вращения шестерни, достигнет кольцевой щели для его выхода (время пребывания масла в полости цилиндрической вставки).

Основными конструктивными параметрами разработанной конструкции, влияющими на степень очистки масла от механических примесей, являются: высота рабочей камеры цилиндрической вставки  $H_k$ ; радиус внутренней поверхности цилиндрической вставки  $R_k$ ; ширина кольцевой щели для выхода масла  $b_{ш}$ ; диаметр отверстий для входа масла  $d_o$  и угол наклона отверстий для входа масла  $\alpha$ . Перечисленные параметры показаны на рис. 2.

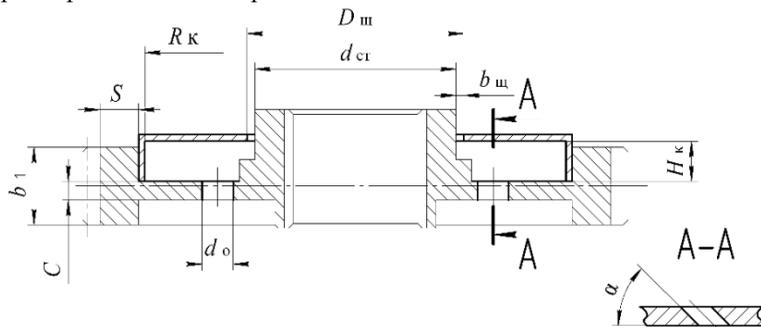


Рис. 2. Схема конструктивных параметров шестерни, в полости которой закреплена цилиндрическая вставка

Кроме конструктивных параметров, влияющих на процесс очистки масла, на рис. 2 обозначены параметры шестерни, которые характеризуют ее прочностные свойства и от которых напрямую зависят кон-

структивные параметры, влияющие на процесс очистки масла: толщина диска шестерни  $C$ , диаметр ступицы шестерни  $d_{ст}$ , толщина обода шестерни  $S$ , ширина венца цилиндрической шестерни  $b_1$ , наружный диаметр кольцевой щели для выхода масла  $D_{щ}$ .

При теоретическом исследовании нами были установлены фиксированные значения большей части этих параметров, такие как высота рабочей камеры цилиндрической вставки  $H_k$ , радиус внутренней поверхности цилиндрической вставки  $R_k$  и т. д.

Однако такие параметры, как ширина кольцевой щели для выхода масла  $b_{щ}$ , диаметр отверстий для входа масла  $d_o$  и угол наклона отверстий для входа масла  $\alpha$  не могут быть достоверно обоснованы теоретически, а для нахождения их точного значения необходимо выполнить ряд экспериментальных исследований. Теоретически были найдены лишь их граничные значения и формулы для их определения.

Так, при обосновании оптимального угла наклона отверстий для входа масла  $\alpha$  необходимо рассмотреть силы, действующие на частицу механических примесей при прохождении ее внутри отверстия, для входа масла из режущего аппарата в полость цилиндрической вставки, т. е. зону очистки. Для того чтобы частицы механических примесей беспрепятственно попадали в полость цилиндрической вставки, необходимо, чтобы сумма сил, действующих на частицу с положительным знаком относительно оси  $X$ , была больше суммы сил, действующих на частицу с отрицательным знаком относительно оси  $X$  (ось  $X$  – это ось, относительно которой выполнен наклон отверстий для входа масла). Это можно записать следующим образом:

$$F_{ц} \cdot \cos \alpha + F_a \cdot \cos \alpha - F_{тр} - F_c - F_T \cdot \cos \alpha > 0,$$

где  $F_{ц}$  – центробежная сила, Н;

$F_a$  – Архимедова (выталкивающая) сила, действующая на частицу механических примесей, Н;

$F_{тр}$  – сила трения частицы механических примесей о внутреннюю стенку отверстия для входа масла, Н;

$F_c$  – сила сопротивления жидкой среды, Н;

$F_T$  – сила тяжести, Н.

Дальнейшее преобразование выражения дало возможность получить формулу для определения оптимального угла наклона отверстий для входа масла  $\alpha$ . Подставив в формулу численные значения входящих в нее величин различного порядка, получим, что значение угла наклона отверстий для входа масла должно находиться в пределе от 30 до 60°.

Была получена формула для нахождения ширины кольцевой щели для выхода масла  $b_{щ}$ :

$$b_{щ} = \frac{\sqrt{d_o^2 \cdot z + d_{ст}^2} - d_{ст}}{2},$$

где  $d_o$  – диаметр отверстий для входа масла, м;

$z$  – количество отверстий для входа масла, шт.;

$d_{ст}$  – диаметр ступицы шестерни, м.

Из формулы видно, что ширина кольцевой щели для выхода масла находится в зависимости от диаметра отверстий для входа масла. Формула не дает возможность определить точное значение ширины кольцевой щели для выхода масла, но позволяет определить ее граничные значения. Минимальный диаметр отверстий для входа масла в полость цилиндрической вставки принят равным толщине диска шестерни. Уменьшение диаметра отверстий для входа масла относительно толщины диска шестерни значительно затруднит попадание масла в полость цилиндрической вставки для последующей его очистки.

На основании теоретического анализа процесса центробежной очистки масла и с учетом особенностей конструкции шестерни, в полости которой закреплена цилиндрическая вставка, получены зависимости, позволяющие определить конструктивные параметры шестерни, в полости которой закреплена цилиндрическая вставка.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Механико-технологические основы совершенствования косилок для мелиорированных земель и лугопастбищных угодий: монография / Е. И. Мажугин [и др.]. – Горки: БГСХА, 2017. – 247 с.
2. Борисов, А. Л. Очистка масла в режущем аппарате мелиоративной многороторной косилки / А. Л. Борисов // Техническое и кадровое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве: материалы Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 23–24 окт. 2014 г. / УО БГАТУ; редкол.: И. Н. Шило [и др.]. – Минск, 2014. – Ч. 1. – С. 126–128.
3. Режущий аппарат роторной косилки: пат. 6876 Респ. Беларусь, МПК А01D 34/00 / Е. И. Мажугин, А. Л. Борисов, С. Г. Рубец; заявитель Белорус. гос. с.-х. акад. – № 20100403; заявл. 23.04.10; опубл. 30.12.10 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлекту-ал. уласнасці. – 2010. – № 6. – С. 145.
4. Режущий аппарат роторной косилки: пат. 8949 Респ. Беларусь, МПК А01D 34/00 / Е. И. Мажугин, А. Л. Борисов, С. Г. Рубец; заявитель Белорус. гос. с.-х. акад. – № 20120270; заявл. 02.11.12; опубл. 30.06.12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлекту-ал. уласнасці. – 2013. – № 1. – С. 145.

## **КОНСТРУКЦИЯ РЕГУЛЯТОРА УРОВНЯ ГРУНТОВЫХ ВОД НА ЗАКРЫТОЙ ОСУШИТЕЛЬНОЙ СЕТИ**

В. В. ВАСИЛЬЕВ, канд. техн. наук, доцент;  
П. А. ТИМОШЕНКО, студент  
УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,  
г. Горки, Республика Беларусь

Республика Беларусь относится к регионам с пониженной биологической продуктивностью земель, так как большая часть сельскохозяйственных угодий расположена в зонах избыточного, неустойчивого и недостаточного увлажнения. Поэтому достичь высокой продуктивности кормовых угодий можно на основе комплексного регулирования основных факторов жизни растений путем оптимизации водно-воздушного и пищевого режимов почвы.

Общая площадь мелиорированных земель в республике составляет 3,4 млн. га, из них 2,9 млн. га занимают сельскохозяйственные земли, в том числе пахотные – 1,4 млн. га и луговые – 1,5 млн. га. Для обеспечения соблюдения проектных норм осушения земель используется сложный комплекс гидротехнических и других сооружений (158,1 тыс. км каналов и водоприемников, 977,5 тыс. км закрытой дренажной сети, 3,2 тыс. мостов, 2,2 тыс. шлюзов-регуляторов, 24,2 тыс. труб-регуляторов, 54,6 тыс. труб-переездов, 106,2 тыс. колодцев различного функционального назначения, 517,9 тыс. устьев коллекторов) [1].

Регулирование уровня грунтовых вод на осушительно-увлажнительных системах проводится с целью регулирования уровня грунтовых вод на протяжении всего вегетационного периода сельскохозяйственных культур. Существует огромное количество способов регулирования уровня грунтовых вод на осушительно-увлажнительных системах, одним из которых является шлюзование. Регулирование данным способом осуществляется за счет задерживания воды в почве путем перекрытия затворов на всех регулирующих сооружениях.

Для регулирования водно-воздушного режима почв на закрытой сети осушительно-увлажнительных систем применяются различные регулирующие сооружения. Наибольшее распространение получили колодцы-регуляторы, которые представляют собой несколько железобетонных колец закопанных в землю. В нижней части колодца располагаются подводящие и отводящие коллекторы. На отводящем коллекторе закрепляется гибкая гофрированная трубка, на краю которой закреплена цепь или трос. Второй конец троса или цепи закрепляется на специальном кольце, которое располагается в верху колодца. Регулирование осуществляется за счет натяжения цепи или троса, в результате которого изменяется верхнее положение гибкого трубопровода.

Анализируя принцип работы и конструкцию данного регулятора, можно прийти к выводу, что данная конструкция не отвечает возросшим требованиям, предъявляемым к мелиоративным системам, не позволяет оперативно и качественно регулировать уровни грунтовых вод ввиду несовершенства его конструкции, невозможности применения средств автоматизации [2].

В связи с этим была разработана конструкция автоматического регулятора уровня грунтовых вод на закрытой сети осушительно-увлажнительных систем (рис. 1). Принцип работы данного регулятора следующий. В начальный момент работы регулятора затвор 5 находится в закрытом положении и вода, поступающая из подводящего коллектора 3, начинает постепенно заполнять колодец 1. При достижении уровня затвора вода начинает его прижимать к коллектору, что исключает потери воды через уплотнение. Уровень воды, постепенно поднимаясь, достигает поплавка 11 и начинает его поднимать. При этом регулировочная планка 10 воздействует на тягу 7 и затвор 5. При достижении поплавком заданной отметки уровня воды выталкивающая сила становится больше, чем сила гидравлического давления воды на затвор, что приводит к открытию затвора, и начинается сброс воды из колодца-регулятора через отводящий коллектор 4. При снижении уровня воды в колодце процесс происходит в обратном порядке и затвор закрывает обводящий коллектор, прекращая сброс воды с колодца.

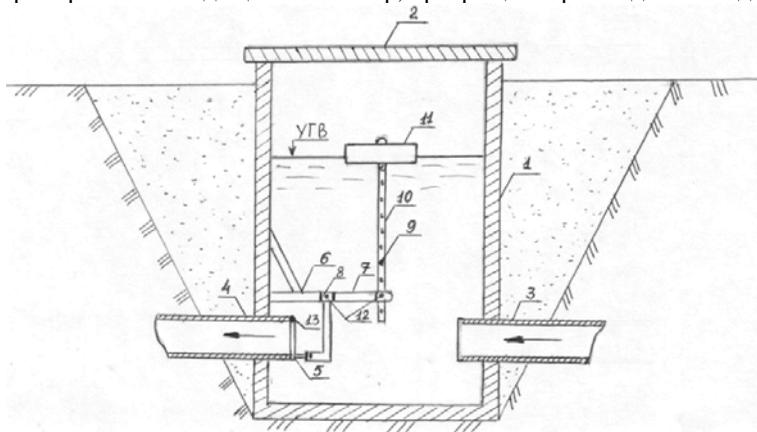


Рис. 1. Колодец-регулятор с поплавковой системой управления:

- 1 – колодец; 2 – крышка колодца; 3 – подводящий коллектор; 4 – отводящий коллектор;
- 5 – затвор; 6 – крепление затвора к стенкам колодца; 7 – прямоугольная тяга;
- 8 – шарнирное соединение; 9 – крепежные отверстия; 10 – регулировочная планка;
- 11 – поплавок; 12 – крепежные болты; 13 – крепление затвора к коллектору

Для того чтобы настроить регулятор на новый регулируемый уровень, достаточно увеличить или уменьшить расстояние от поплавка до тяги, соединив их в новой точке на регулировочной планке.

По сравнению с применяемыми до сих пор конструкциями данный регулятор обладает следующими преимуществами: полная автоматизация всех процессов; простота конструкции; простота в эксплуатации и наладке; возможность регулирования любого уровня.

Использование данной конструкции регулятора позволит повысить точность регулирования уровня воды. Система автоматизации, примененная на данном регуляторе, позволит оперативно и без дополнительных вмешательств регулировать уровень грунтовых вод, что приведет к повышению урожайности сельскохозяйственных культур за счет улучшения водно-воздушного баланса почвы. Применение средств автоматики позволит уменьшить затраты труда рабочих, так как они сведутся к периодической очистке колодца от наносов [3].

#### ЛИТЕРАТУРА

1. О государственной программе развития аграрного бизнеса в Республике Беларусь на 2016–2020 годы: постановление Совета Министров Респ. Беларусь, 23 марта 2016 г., № 920 // Нац. реестр правовых актов Респ. Беларусь. – 2016. – № 5/41842.5.
2. Лихацевич, А. П. Сельскохозяйственные мелиорации: учебник / А. П. Лихацевич, М. Г. Голченко, Г. И. Михайлов; под ред. А. П. Лихацевича. – Минск: ИВЦ Минфина, 2010. – 464 с.
3. Дрозд, Д. А. Конструкция регулятора уровня грунтовых вод на мелиоративных системах / Д. А. Дрозд // Мелиорация и сельское строительство. Поиск молодежи: сб. науч. тр. студентов и магистрантов; под ред. В. И. Желязко. – Горки: БГСХА, 2015. – С. 85–88.

УДК 005.962.131:631.311.5

### **ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ МОДЕРНИЗАЦИИ ТЕХНИКИ С УЧЕТОМ ДИСКОНТА**

О. А. ШАВЛИНСКИЙ, канд. с.-х. наук, доцент;  
В. В. ВАСИЛЬЕВ, канд. техн. наук, доцент  
УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,  
г. Горки, Республика Беларусь

В настоящее время при оценке эффективности модернизации техники используются методические подходы, изложенные в правилах по разработке бизнес-плана инвестиционных проектов [1].

Оценка эффективности инвестиций базируется на сопоставлении ожидаемого чистого дохода от реализации проекта с инвестиционным в проект капиталом. В основе метода лежит вычисление чистого потока наличности, определяемого как разность между чистым доходом по проекту и суммой общих инвестиционных затрат и платы за кредиты (займы), связанной с осуществлением капитальных затрат по проекту.

На основании чистого потока наличности рассчитываются основные показатели оценки эффективности инвестиций: чистый дисконтированный доход, индекс рентабельности (доходности), внутренняя норма доходности, динамический срок окупаемости.

Для расчета этих показателей применяется коэффициент дисконтирования, который используется для приведения будущих потоков и оттоков денежных средств за каждый расчетный период (год) реализации проекта к начальному периоду времени. При этом дисконтирование денежных потоков осуществляется с момента начала финансирования инвестиций.

Коэффициент дисконтирования в расчетном году ( $K_d$ ) определяется по формуле

$$K_d = \frac{1}{(1 + D)^t},$$

где  $D$  – ставка дисконтирования (норма дисконта);

$t$  – период (год) реализации проекта.

Как правило, коэффициент дисконтирования рассчитывается исходя из средневзвешенной нормы дисконта с учетом структуры инвестиций.

Например, выбор средневзвешенной нормы дисконта ( $D_{cp}$ ) для собственного и заемного капитала может определяться по формуле

$$D_{cp} = \frac{P_{ск} \cdot СК + P_{зк} \cdot ЗК}{100},$$

где  $P_{ск}$  – процентная ставка на собственные средства;

$СК$  – доля собственных средств в общем объеме инвестиционных затрат;

$P_{зк}$  – процентная ставка по кредиту;

$ЗК$  – доля кредита в общем объеме инвестиционных затрат.

При модернизации техники ставка дисконта должна рассчитываться как средневзвешенная по доле кредита и собственных средств инвестора в суммарной величине инвестированного капитала. Рассчитан-

ная таким образом ставка дисконта применяется для дисконтирования всего чистого дохода и определения его текущей стоимости [2].

Например, при модернизации бульдозера структура инвестиций представляет собой 65 % заемных средств и 35 % собственного капитала. Инвестор должен выплатить проценты за пользование кредитом из расчета 18 % годовых, а на собственный капитал намеревается получить не ниже банковского процента – 10 % годовых. В этом случае ставка дисконта, взвешенная по доле кредита и собственного капитала, для условий примера составит

$$D_{\text{ср}} = \frac{10 \cdot 35 + 18 \cdot 65}{100} = \frac{1520}{100} = 15,2 \% (0,152).$$

Следует отметить, что данная ставка не предусматривает погашение основной суммы кредита. Она показывает «цену» за использование собственного и заемного капитала. После погашения кредита ставка дисконта должна приниматься на уровне банковского процента (в нашем примере это 10 %).

Допускается принятие ставки дисконтирования на уровне ставки финансирования Национального банка Республики Беларусь. Коммерческая норма дисконта используется при оценке экономической эффективности и определяется с учетом альтернативной эффективности использования финансовых ресурсов [3]. Безрисковая коммерческая норма дисконта, используемая для оценки эффективности конструкторских разработок, назначается инвестором самостоятельно. При этом согласно инструкции [3] рекомендуется ориентироваться на следующие нормы дисконтирования:

- 0 % – разработки с социально-экологической направленностью;
- 5 % – разработки, направленные на совершенствование организации производства и управления;
- 10 % – разработки, направленные на модернизацию основных производственных фондов;
- 15 % – разработки, направленные на создание новых видов продукции и услуг;
- 20 % – разработки, на основе которых создаются новые предприятия и производства по изготовлению новых видов продукции или услуг, занимающих положение вне конкуренции на рынке.

Рассмотрим конкретный пример учета дисконта при оценке эффективности модернизации техники – проект модернизации бульдозера, включающий следующие данные: величина инвестиций в проект 140 тыс. руб., норма дисконта 11 %, расчетная ожидаемая прибыль от

модернизации 70 тыс. руб., нормативный срок окупаемости инвестиций 5 лет. Определим, будет ли эффективна модернизация бульдозера. Срок окупаемости служит для определения степени рисков реализации проекта и ликвидности инвестиций. Различают простой срок окупаемости и динамический. Простой срок окупаемости проекта – это период времени, по окончании которого чистый объем поступлений (доходов) перекрывает объем инвестиций (расходов) в проект и соответствует периоду, при котором накопительное значение чистого потока наличности изменяется с отрицательного на положительное. В нашем примере простой срок окупаемости равен двум годам (140:70), т. е. величину инвестиций мы разделили на расчетную ожидаемую прибыль.

Период окупаемости инвестиций или капитальных вложений без учета фактора времени определяет продолжительность того отрезка времени, который необходим для возмещения первоначальной величины инвестиций за счет прибыли.

Расчет динамического срока окупаемости проекта осуществляется по накопительному дисконтированному чистому потоку наличности. Динамический срок окупаемости в отличие от простого учитывает изменение стоимости капитала и показывает реальный период окупаемости. Выполним расчет динамического срока окупаемости. Вначале определим значения коэффициента дисконтирования по годам для горизонта в 5 лет, равного нормативному сроку окупаемости:

$$\begin{aligned}
 K_{д1} &= \frac{1}{1+0,11} = 0,90; & П_{д1} &= 70 \cdot 0,90 = 63 \text{ тыс. руб.}; \\
 K_{д2} &= \frac{1}{(1+0,11)^2} = 0,81; & П_{д2} &= 70 \cdot 0,81 = 56,7 \text{ тыс. руб.}; \\
 K_{д3} &= \frac{1}{(1+0,11)^3} = 0,73; & П_{д3} &= 70 \cdot 0,73 = 51,1 \text{ тыс. руб.}; \\
 K_{д4} &= \frac{1}{(1+0,11)^4} = 0,66; & П_{д4} &= 70 \cdot 0,66 = 46,2 \text{ тыс. руб.}; \\
 K_{д5} &= \frac{1}{(1+0,11)^5} = 0,59; & П_{д5} &= 70 \cdot 0,59 = 41,3 \text{ тыс. руб.}
 \end{aligned}$$

Рассчитаем дисконтированную прибыль по годам (т. е. дисконтированный чистый поток наличности –  $П_{дi}$ ) как произведение расчетной ожидаемой прибыли на соответствующий коэффициент дисконтирования. Как видно из расчета, накопительный дисконтированный чистый поток наличности, при котором возмещается величина инвестиций, равная 140 тыс. руб., наблюдается менее чем за три года (точнее,

за два года и пять месяцев). Следовательно, реализация инвестиционного проекта модернизации бульдозера является экономически выгодной, так как динамический срок окупаемости инвестиций, равный двум годам и пяти месяцам, меньше нормативного значения срока окупаемости, равного пяти годам.

При анализе инвестиционных проектов предпочтение отдается вариантам с короткими периодами окупаемости, так как в этом случае инвестиции обеспечивают поступление доходов на более ранних стадиях, обеспечивается более высокая ликвидность вложенных средств, а также уменьшается отрезок времени, в котором инвестиции подвергаются риску невозвращения [2].

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Об утверждении Правил по разработке бизнес-плана инвестиционных проектов [Электронный ресурс]: постановление Министерства экономики Респ. Беларусь, 31 авг. 2005 г., № 158 // КонсультантПлюс: Версия Проф. технология 3000 / ООО «ЮрСпектр», Нац. центр правовой информ. Респ. Беларусь. – Минск, 2009.

2. Васильев, В. В. Экономика строительства: учеб. пособие / В. В. Васильев, О. А. Шавлинский. – Горки: БГСХА, 2011. – 284 с.

3. Инструкция по оценке эффективности использования в народном хозяйстве республики результатов научно-исследовательских и опытно-технологических работ [Электронный ресурс]: постановление Совета Министров Респ. Беларусь, 18 мая 2002 г., № 637 // КонсультантПлюс. – 2002. – Режим доступа: <http://research.bsui.by/wp-content/uploads/2016/03/postanovlenie-sm-18-05-2002-N637.pdf>. – Дата доступа: 16.10.2017.

УДК 621.928.37: 621.318

### **РЕШЕНИЯ ПО УЛУЧШЕНИЮ ГИДРОЦИКЛОННОЙ ОЧИСТКИ ВОДНЫХ РАСТВОРОВ СМС**

А. Л. КАЗАКОВ, канд. техн. наук, доцент  
УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,  
г. Горки, Республика Беларусь

Технологическая очистка растворов СМС, использующихся при ремонте техники, является одним из способов снижения себестоимости ремонтных работ, так как снижаются затраты на приобретение компонентов моющих средств, затраты на воду и электроэнергию. Очистка позволяет продлить срок использования растворов СМС, а значит, сократить расход чистой воды и снизить нагрузку на сооружения локальной очистки.

Нами предлагаются конструктивные решения, связанные с гидроциклонной очисткой. Использование гидроциклонов для очистки водных растворов СМС имеет ряд преимуществ перед очисткой отстаиванием: гидроциклоны компактны и занимают малую площадь, высокий фактор разделения, достигаемый за счет центробежных сил, действующих в гидроциклоне, позволяет интенсивно выделять мелкие частицы загрязнений.

При использовании гидроциклонов имеется ряд недостатков, влияющих на качество очистки. В основном эти недостатки связаны с конструктивными особенностями гидроциклонных аппаратов и особенностями водных растворов СМС. При гидроциклонной очистке достигается выделение из растворов СМС частиц загрязнений размером до 50 мкм. Частицы меньшего размера практически не выделяются, так как их удерживают в растворе молекулы СПАВ. Постепенное накопление в растворе таких загрязнений приводит к падению его моющей способности [1].

При работе гидроциклона часть моющего раствора неизбежно теряется, уходя вместе с выделенными загрязнениями через шламовый насадок. Потери моющего раствора могут достигать половины от общего объема [2].

Предлагаемые нами конструктивные решения направлены на исключение указанных недостатков.

Нами предложено устройство для предварительной очистки жидкости, конструкция которого позволяет за счет использования магнитной обработки моющего раствора добиться коагуляции взвешенных частиц и повысить эффективность очистки (рис. 1) [3].

Устройство предварительной очистки жидкости работает следующим образом. При включении электромагнитных катушек 7 конусный обтекатель 3, являющийся ротором, начинает вращаться в подшипниковом узле 5, при этом частота вращения ротора зависит от силы тока в электромагнитных катушках 7 и может регулироваться. Очищаемая жидкость, поступая в шламоотделительную камеру 1, пересекает магнитные силовые линии, проходящие через электромагнитные катушки 7 и конусный обтекатель 3, попадает на лопасти 4 конусного обтекателя 3. Магнитная обработка жидкости приводит к коагуляции тонкодисперсных взвешенных частиц. За счет возникающих при вращении конусного обтекателя 3 центробежных сил взвешенные частицы отбрасываются на стенки шламоотделительной камеры 1 и выводятся

через шламовый патрубок 6. Предварительно очищенная жидкость выводится через окна 8 в конусном патрубке 2.

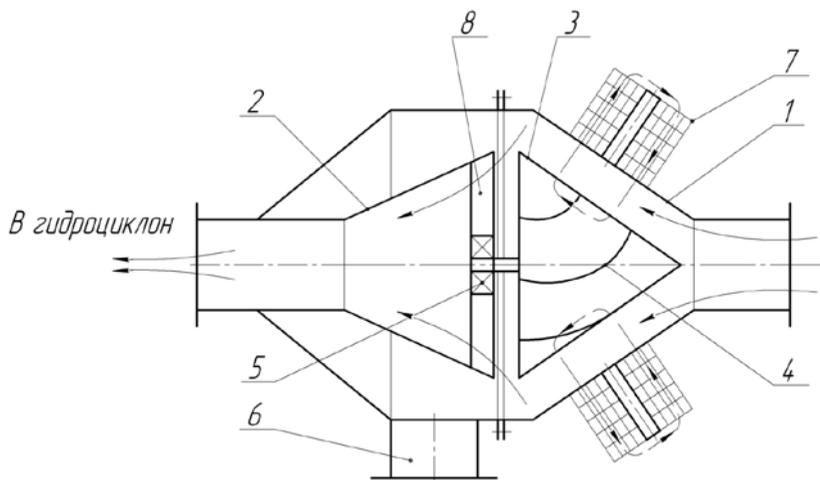


Рис. 1. Устройство для предварительной очистки жидкости: 1 – камера шламоотделительная; 2 – патрубок конусный; 3 – обтекатель конусный; 4 – лопасти обтекателя; 5 – подшипниковый узел; 6 – шламовый патрубок; 7 – катушки электромагнитные; 8 – окна в конусном патрубке

Использование установленных на корпусе шламоотделительной камеры электромагнитных катушек и конусного обтекателя, имеющего возможность вращения в электромагнитном поле, создаваемом электромагнитными катушками, позволяет создавать постоянные, не зависящие от давления на входе в шламоотделительную камеру центробежные силы, а также изменять их величину путем уменьшения или увеличения частоты вращения конусного обтекателя за счет изменения силы тока в электромагнитных катушках, что повышает эффективность выделения взвешенных частиц.

Для повышения эффективности гидроциклонной очистки путем двухстадийной очистки нами предложена конструкция гидроциклонного аппарата, содержащего соединенные между собой посредством канала цилиндрический и конический гидроциклоны (рис. 2) [4].

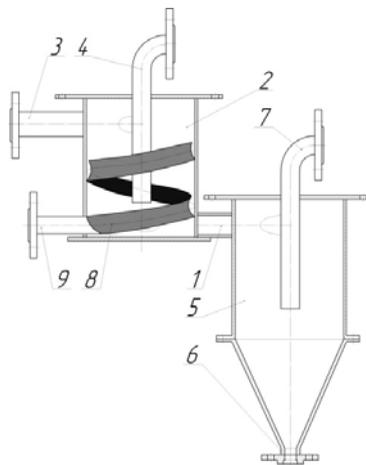


Рис. 2. Гидроциклонный аппарат: 1 – канал; 2 – цилиндрический гидроциклон; 3 – входной патрубок; 4 – сливной патрубок; 5 – конический гидроциклон; 6 – шламовая насадка; 7 – нижний сливной патрубок; 8 – винтовой карман; 9 – шламовый патрубок

Конструктивной особенностью цилиндрического гидроциклона является использование винтового кармана, переходящего в шламовый патрубок, что позволит предотвратить переход выделенных крупных частиц загрязнений из цилиндрического гидроциклона в конический.

Гидроциклонный аппарат работает следующим образом. Очищаемая жидкость по входному патрубку 3 подается под давлением в цилиндрический гидроциклон 2, где разделяется на три потока: верхний – удаляющийся через сливной патрубок 4, нижний, переходящий через канал 1 в конический гидроциклон 5. Благодаря тангенциальной подаче жидкости и приобретаемому ею вращательному движению дисперсные частицы загрязнений с плотностью, большей плотности очищаемой жидкости, под действием центробежных сил перемещаются к стенкам цилиндрического гидроциклона 2. Участвуя во вращательном движении, крупные частицы загрязнений попадают в пазуху винтового кармана 8 и, двигаясь по нему, выводятся с частью очищаемой жидкости в виде среднего потока – пульпы – через шламовый патрубок 9. В коническом гидроциклоне 5 происходит разделение нижнего продукта, наиболее крупные загрязнения выводятся через шламовую насадку 6, а очищенная жидкость выводится через сливной патрубок 7.

Для повышения эффективности работы гидроциклона за счет уменьшения потерь очищаемой жидкости нами предлагается конструкция гидроциклона со шламоотделителем (рис. 3).

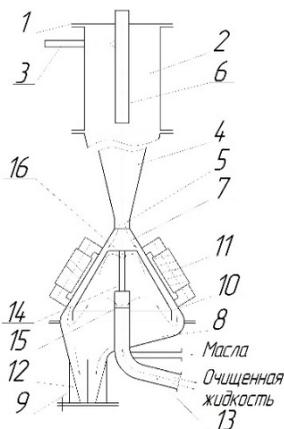


Рис. 3. Гидроциклон со шламоотделителем: 1 – канал; 2 – цилиндрический гидроциклон; 3 – входной патрубок; 4 – сливной патрубок; 5 – конический гидроциклон; 6 – шламовая насадка; 7 – нижний сливной патрубок; 8 – винтовой карман; 9 – шламовый патрубок; 10 – конусная вставка; 11 – электромагниты; 12 – успокоители; 13 – сливная трубка наружная; 14 – сливная трубка внутренняя; 15 – окно в наружной сливной трубке; 16 – окно во внутренней сливной трубке

Повысить эффективность работы гидроциклона нами предлагается за счет использования конусной шламовой камеры с соосно установленной в ней сливной трубой, конусной вставкой, установленной на сливной трубе, электромагнитов, установленных по периметру на внешней поверхности шламовой камеры.

Гидроциклон работает следующим образом. Очищаемая жидкость по входному патрубку 3 подается под давлением в цилиндрическую часть 2. Благодаря тангенциальной подаче жидкость приобретает вращательное движение, в результате чего частицы загрязнений плотностью, большей плотности очищаемой жидкости, под действием центробежных сил перемещаются от оси гидроциклона к периферии и, участвуя во вращательном движении жидкости, сползают по внутренней поверхности конической части 4 к шламовому патрубку 5, через который выводятся с частью очищаемой жидкости в шламовую камеру. Очищенная жидкость выводится из гидроциклона через сливной патрубок 6.

Электромагниты 11, установленные по периметру на внешней поверхности шламовой камеры, создают магнитное поле, силовые линии которого проходят через конусную часть 7, выполненную из магнитопроницаемого материала, например пластмассы, и замыкаются на конусной вставке 10, являющейся магнитным сердечником. Жидкость, попадающая из шламового патрубка 5 в шламовую камеру, выходит в виде веерообразной струи и проходит по кольцевому зазору, ограниченному внутренней поверхностью конусной части 7 и внешней поверхностью конусной вставки 10, при этом пересекая магнитный поток, созданный электромагнитами 11. Твердые загрязнения, находящиеся в жидкости, под действием электромагнитной обработки укрупняются и выпадают в осадок, попадая в шламовый карман 9 с успокоителями 12. Двигаясь дальше, обработанная электромагнитным полем жидкость поднимается вверх внутри конусной вставки 10, при этом нефтепродукты с частью жидкости попадают к вершине конусной вставки и отводятся через окно 16 по внутренней сливной трубке 14, а основная часть очищенной жидкости отводится через окно 15 по наружной сливной трубке 13.

Описанные устройства позволяют повысить эффективность гидроциклонной очистки жидкости за счет укрупнения тонкодисперсных загрязнений при использовании электромагнитной обработки, улучшить работу гидроциклона за счет двухстадийной очистки, дают возможность повысить степень доочистки жидкости в шламоотделителе.

Предложенные средства интенсификации работы гидроциклонов могут рассматриваться как перспективные для использования при очистке водных растворов СМС на сельскохозяйственных ремонтных предприятиях.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Тельнов, А. Ф. Исследование процесса очистки щелочных моющих растворов, применяемых на сельскохозяйственных ремонтных предприятиях: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / А. Ф. Тельнов. – М.: ГОСНИТИ, 1972. – 148 с.
2. Казаков, А. Л. Интенсификация гидроциклонной очистки моющих растворов электромагнитной обработкой: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / А. Л. Казаков. – Минск: УО БГАТУ, 2012. – 165 с.
3. Устройство для предварительной очистки жидкости: пат. 19702 Респ. Беларусь, МПК С 02F 1/48 / А. Л. Казаков; заявитель Бел. гос. с.-х. акад. – № а 20110961; заявл. 11.07.2011; опубл. 10.09.2015 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2015. – № 6. – С. 51.
4. Гидроциклонный аппарат: пат. 4013 Респ. Беларусь, МПК В 04С 1/00 / А. Л. Казаков; заявитель Бел. гос. с.-х. акад. – № у 20070294; заявл. 23.04.2007; опубл. 20.08.2007 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 6. – С. 184.

## **АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА РАБОТУ ВИБРОВАЛКОВОГО ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ**

В. А. ДРЕМУК, канд. техн. наук, доцент;  
Л. Л. СОТНИК, ст. преподаватель  
УО «Барановичский государственный университет»,  
г. Барановичи, Республика Беларусь

В настоящее время во многих отраслях промышленности для дробления, измельчения, помола и переработки материалов с различными физико-механическими характеристиками широко используются пресс-валковые агрегаты, реализуемые по различным технологическим схемам [1]. Разрушения исходного продукта в таких агрегатах происходят путем прохода слоя материала между цилиндрическими измельчающими поверхностями, где образуется критическая зона и развивается сжимающее усилие, превосходящее предел прочности материала [2].

В результате анализа литературных источников выявлено, что вопросы о влиянии конструктивно-технологических параметров оборудования на процесс измельчения материалов, имеющих различную структуру и физико-механические характеристики, изучены недостаточно, а вопрос влияния режимных параметров ряда оборудования не изучен вовсе. Все это подтверждается противоречивостью известных данных в этих областях. Так как в современных условиях возрастают требования к вопросам энергоэффективности и ресурсосбережения при дроблении, помоле, измельчении и переработке материалов, изучение вопросов о влиянии этих факторов является актуальным направлением.

Одним из возможных представителей пресс-валковых агрегатов является вибровалковый измельчитель [3]. Вибровалковый измельчитель относится к группе кинематических вибрационных машин, у которых ведущее звено имеет вполне определенное абсолютное или относительное движение, зависящее только от геометрических размеров ведущего механизма.

В данной статье проведен анализ параметров, влияющих на процессы измельчения в вибровалковом измельчителе, с целью повышения эффективности технологической операции измельчения различных материалов.

На процесс измельчения в вибровалковом измельчителе влияет множество как входных, так и выходных факторов, основные из которых показаны на рис. 1. Первую категорию составляют режимные показатели процесса измельчения (окружная скорость неподвижного валка  $v_b$ , окружная скорость вибровалка  $v_{вв}$ , частота колебаний вибровалка  $n_{вв}$ ), конструктивно-технологические параметры измельчителя (эксцентриситет  $e$ , межвалковый зазор  $b$ , длина валка  $l$ , диаметр валка  $D$ ) и физико-механические параметры измельчаемого материала (прочность материала  $\sigma_{сж}$ , максимальный диаметр фракции  $d_{max}$ , степень разрыхленности материала  $\mu$ ). Вторую – качественно-энергетические показатели (производительность  $Q$ , однородность выходной фракции  $d_{\%}$ , энергоёмкость  $N$ ).

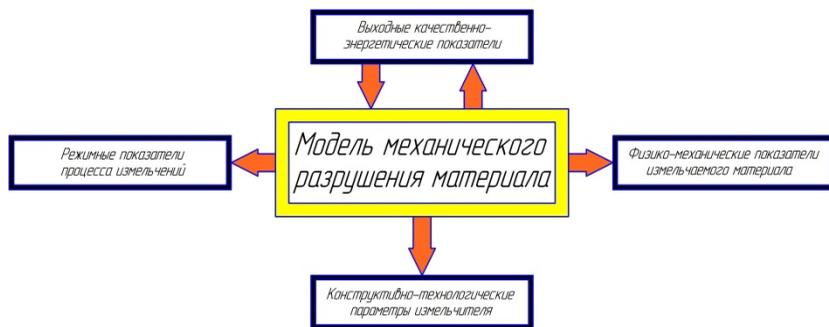


Рис. 1. Модель механического разрушения материалов

Вышеуказанные характеристики и параметры полностью реализуются в разработанной нами конструкции вибровалкового измельчителя и определяются режимами его работы.

Провести анализ и исследование одновременного влияния всех параметров на процесс измельчения либо теоретически невозможно, либо практически неприемлемо. Поэтому из всего ряда факторов были выявлены наиболее значимые и влияющие на процесс измельчения, а именно величина эксцентриситета  $e$ , величина зазора  $b$  и отношение окружных скоростей валков  $K_{фр} = v_b / v_{вв}$ .

Для проведения физических опытов по определению влияния величины зазора  $b$ , отношения скоростей вращения валков  $K_{фр}$  и величины эксцентриситета  $e$  на процесс измельчения была использована лабораторная установка (рис. 2), принцип действия которой описан в литературном источнике [3].

По результатам исследований получена выборка данных о качественно-энергетических показателях (производительности  $Q$ , однородности выходной фракции  $d_{\%}$ , энергоемкости  $N$ ).

Проведенный анализ показывает, что увеличение значений факторов  $b$  и  $e$  ведет к уменьшению значения энергоемкости  $N$ , а увеличение фактора  $K_{\text{фр}}$  – к увеличению  $N$ , в свою очередь, при увеличении значений факторов  $b$  и  $e$  увеличивается значение производительности  $Q$ , а фактор  $K_{\text{фр}}$  не оказывает существенного влияния на производительность  $Q$ . Влияние факторов  $b$ ,  $e$  и  $K_{\text{фр}}$  на однородность выходной фракции  $d_{\%}$  в данный момент изучено недостаточно.



Рис. 2. Лабораторная установка вибровалкового измельчителя

В Республике Беларусь данная перспективная технология и оборудование находятся на стадии разработки, проектирования и внедрения в промышленность единичных опытно-промышленных установок, поэтому полученные результаты исследований могут быть использованы для проектирования единичных образцов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Романович, А. А. Основы расчета и проектирования пресс-валковых агрегатов для измельчения анизотропных материалов: монография / А. А. Романович, А. В. Колесников. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2011. – 165 с.
2. Bogdanov, V. S. The Power Consumption Calculation of a Ball Drum Mill / V. S. Bogdanov, S. I. Antsiferov // Middle-East Journal of Scientific Research. – 2013. – Т. 18. – № 10. – С. 1448–1454.
3. Сиваченко, Л. А. Оценка эффективности дробления вибровалкового измельчителя / Л. А. Сиваченко, А. Н. Хустенко, Л. Л. Сотник // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – С. 89–97.

## **МОДЕРНИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА БУЛЬДОЗЕРНО-РЫХЛИТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА Т-9М**

С. Г. РУБЕЦ, канд. техн. наук, доцент;  
А. С. БОРИЧЕВСКИЙ, студент  
УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,  
г. Горки, Республика Беларусь

Земляные работы являются составной частью строительства большинства инженерных сооружений. Для разработки грунта слоями, параллельными поверхности забоя, используют машины послойного резания – бульдозеры. Эти машины не только роют, но и транспортируют грунт на некоторое расстояние, поэтому их называют также землеройно-транспортными машинами. Работа таких машин возможна на грунтах, обладающих достаточной несущей способностью и хорошим сцеплением с колесами или гусеницами [1].

Непрерывное совершенствование и оптимизация параметров и конструкции узлов и элементов бульдозеров направлены на обеспечение эффективного выполнения каждого элемента рабочего цикла, т. е. улучшение его функциональных свойств [2].

Анализ технической информации о новых научных исследованиях, технических предложениях, конструкциях и патентных решениях в области совершенствования рабочего оборудования бульдозеров показывает, что в настоящее время ведется постоянная работа по поиску рациональной конструкции рабочего органа бульдозера, удовлетворяющей требованиям мелиоративного строительства.

Проведенный патентный поиск показал, что имеется ряд разработок, направленных на решение поставленной задачи. Однако каждая из представленных схем имеет определенные недостатки, такие как: сложность конструкции рабочего оборудования и системы управления, повышенная металлоемкость, необходимость в некоторых случаях ручной очистки рабочего органа от налипшего грунта, что связано с остановкой машины и снижением производительности.

Исходя из вышеизложенного можно сделать вывод, что модернизация бульдозерного оборудования, целью которой является повышение производительности и расширение эксплуатационных возможностей, является актуальной задачей.

Для достижения поставленной цели предлагается использовать конструкцию рабочего органа [3], приведенную на рис. 1 и 2.

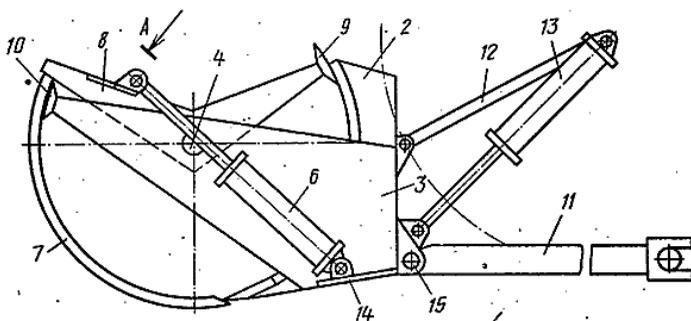


Рис. 1. Рабочее оборудование бульдозера при закрытом положении скребкового козырька в транспортном положении

Бульдозерно-рыхлительный агрегат состоит из базовой машины, отвала 2 с боковыми щеками 3, соединенного посредством шарнира 4 со щеками 3, скребкового козырька 5 с гидроцилиндром управления 6.

Скребковый козырек в сборе состоит из цилиндрической заслонки 7, жестко связанной с одной стороны двуплечих рычагов 8, которые другой стороной также жестко связаны с режущим ножом 9.

На боковых щеках 3 жестко закреплен зачистной нож 10, взаимодействующий с внутренней поверхностью заслонки 7. Отвал 2 тыльной стороной посредством толкающих брусьев 11, раскосов 12 и гидроцилиндров 13 связан с базовой машиной. Гидроцилиндр управления 6 скребковым козырьком 5 закреплен на кронштейне 14 отвала 2. Толкающие брусья 11 крепятся к отвалу посредством пальцев 15.

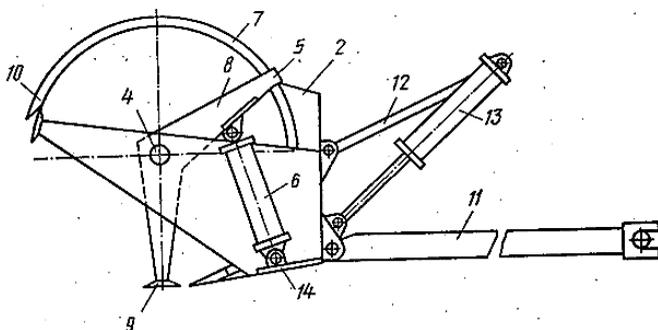


Рис. 2. Рабочее оборудование бульдозера при открытом положении скребкового козырька, резании и наборе грунта

При резании и наборе грунта заслонку 7 козырька 5 при помощи гидроцилиндров устанавливают в положение, при котором внутренняя поверхность ее является продолжением рабочей поверхности отвала 2. Нож 9 при этом находится перед отвалом 2 и осуществляет резание материала.

По окончании набора грунта заслонку 4 опускают, это позволяет перемещать грунт в поднятом положении отвала 2. Нож при спускании заслонки 7 движется по поверхности отвала 2 и подрезает налипший материал в направлении, совпадающем с направлением движения стружки при его наборе.

При выгрузке грунта рабочее оборудование гидроцилиндрами 13 устанавливают в крайнее верхнее положение. За счет того что один конец раскоса 12 закреплен на тягаче, а другой конец шарнирно соединен с отвалом 2, при подъеме отвала 2 конец раскоса 12, связанный с отвалом 2, описывает окружность относительно точки крепления его к тягачу. В результате этого отвал 2 проворачивается во внешнюю сторону. Затем гидроцилиндрами 6 двуплечие рычаги 8 поворачивают по часовой стрелке. При этом заслонка 7 открывается, нож 10 подрезает налипший материал и очищает внутреннюю поверхность заслонки. Одновременно нож 8 производит очистку рабочей поверхности отвала. Материал под действием собственного веса выгружается в штабель или при наличии эстакады в транспортное средство.

Введение в конструкцию бульдозера очистных ножей устраняет необходимость в дополнительных остановках бульдозера, что повышает использование его по времени в течение рабочей смены.

Одним из важнейших параметров бульдозера является его производительность. Особенности конструкции модернизируемого рабочего оборудования позволяют сократить потери грунта при перемещении и тем самым увеличить эффективность работы. Возможность использования очистных ножей дает положительные результаты и увеличивает производительность бульдозерного рабочего органа.

Кроме того, в ходе исследований были выбраны и рассчитаны рациональные параметры модернизируемого бульдозерного рабочего органа, произведен тяговый расчет бульдозера, который подтвердил работоспособность предлагаемой конструкции бульдозера.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Вавилов, А. В. Проектирование строительных и дорожных машин: учеб.-метод. пособие / А. В. Вавилов, А. А. Котлобай, А. Я. Котлобай. – Минск: БНТУ, 2013. – 392 с.
2. Довгяло, В. А. Дорожно-строительные машины: учеб. пособие / В. А. Довгяло, Д. И. Бочкарев. – Минск: БелГУТ, 2010. – Ч. I: Машины для земляных работ. – 250 с.

УДК 621.791.035

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПОДАЧЕЙ СЖИЖЕННОГО ГАЗА

А. Н. КАРТАШЕВИЧ, доктор техн. наук, профессор;  
П. Ю. МАЛЫШКИН, старший преподаватель  
УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,  
г. Горки, Республика Беларусь

Работа дизельного двигателя на двух топливах позволяет не только расширить возможности использования транспортного средства без дозаправки, но и улучшить экологические и эксплуатационные показатели [1].

Однако газовое топливо, имеющее температуру самовоспламенения 500–700 °С, целесообразно применять в определенном диапазоне нагрузок [2]. При этом температура во время сжатия не должна превышать температуру самовоспламенения газа [3] и увеличения жесткости рабочего процесса дизеля ( $dp / d\varphi \leq 1,2\text{--}1,5$  МПа / град п. к. в.).

К числу эффективных показателей, характеризующих работу двигателя, относятся: среднее эффективное давление  $p_e$ , эффективная мощность  $N_e$ , крутящий момент  $M_k$ , эффективный КПД  $\eta_e$  и удельный эффективный расход топлива  $g_e$  [6].

Взаимосвязь эффективных показателей определяется следующими выражениями:

$$M_k = 10^3 \frac{N_e}{\omega}, \quad (1)$$

где  $N_e$  – эффективная мощность двигателя, кВт;

$\omega$  – угловая скорость коленчатого вала двигателя,  $\text{с}^{-1}$ ;

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau}, \quad (2)$$

где  $p_e$  – среднее эффективное давление, Па;

$V_h$  – рабочий объем цилиндра,  $\text{м}^3$ ;

$i$  – число цилиндров двигателя;

$$g_e = 10^3 \frac{G_\tau}{N_e}, \quad (3)$$

где  $G_\tau$  – часовой расход топлива, кг/ч;

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u \cdot g_e}, \quad (4)$$

где  $H_u$  – низшая теплота сгорания, кДж/кг;

$g_e$  – удельный эффективный расход топлива, г/кВт · ч.

Любое топливо имеет пределы воспламеняемости в смеси с воздухом. Для рассматриваемого сжиженного газа марки ПБА воспламеняемость в смеси с воздухом составляет 2,4–8,4 %.

При этом коэффициент избытка воздуха, соответствующий воспламеняемости, находится в пределах 0,35–1,70.

В результате проведения исследований [2] установлено, что оптимальной областью работы дизеля с подачей сжиженного газа с точки зрения экологических показателей является  $\alpha = 1,3–1,7$ . Данное условие соблюдается при достижении крутящего момента  $M_k = 265–475 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , (для дизеля Д-245.5S2) или  $p_e = 0,70–1,25 \text{ МПа}$ .

Критериями для оценки допустимости режимов работы может быть избран один или несколько заградительных параметров, характеризующих напряженность и качество работы процесса двигателя.

Одним из наиболее удобных и доступных косвенных показателей, используемых для оценки и ограничения нагрузки двигателя, выбрана температура выпускных газов  $T_g$  (рис. 1).

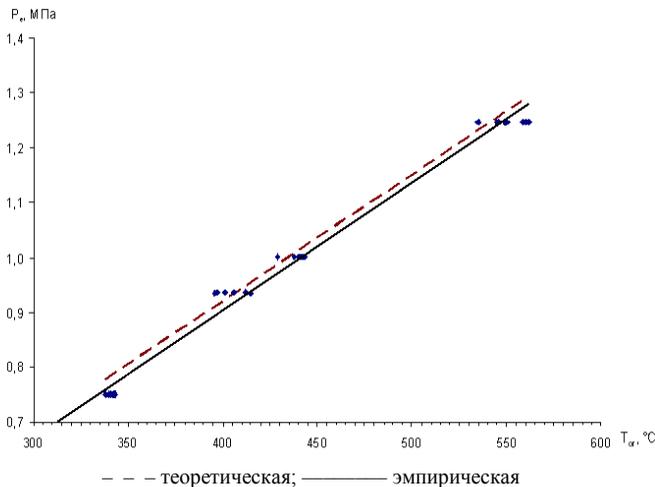


Рис. 1. Зависимость среднего эффективного давления в цилиндрах дизеля от температуры выпускных газов

Обоснованность такого решения базируется на экспериментально подтвержденной связи между температурой выпускных газов и основными показателями рабочего процесса [4]. Кроме этого температура выпускных газов позволяет определить отклонение рабочего процесса от нормы независимо от причин, которые вызвали это отклонение (перегрузка, нарушение регулировки, износ или поломка топливоподающей аппаратуры, изменение атмосферных условий и противодействия на выпуске, неисправность воздухоохладителя и турбокомпрессора и т. д.) [4].

В результате анализа данных стендовых испытаний (см. рис. 1) получена линейная эмпирическая зависимость расчета среднего эффективного давления от температуры выпускных газов двигателя (МПа):

$$P_e = k \cdot T_g, \quad (5)$$

где  $k$  – эмпирический коэффициент ( $k = 0,0023$ );

$T_g$  – температура выпускных газов двигателя, °С.

Исходя из вышесказанного для дизеля Д-245.5S2 предлагается использовать сжиженный газ как добавку на режимах, близких к номинальному, при среднем эффективном давлении больше 0,7 МПа и в количестве, не превышающем 30 % от дизельного топлива (рис. 2) [5].

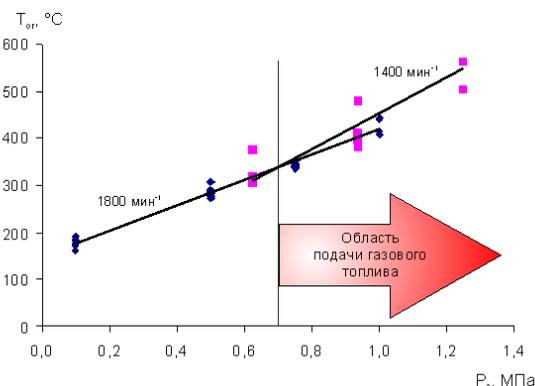


Рис. 2. Зависимость температуры выпускных газов от среднего эффективного давления в цилиндре дизеля Д-245.5S2 при частоте вращения коленчатого вала 1400 мин<sup>-1</sup> и 1800 мин<sup>-1</sup>

## Выводы.

1. Для оценки и ограничения нагрузки двигателя выбрана оптимальная температура выпускных газов.

2. Областью работы дизеля с подачей сжиженного газа марки ПБА является режим, обеспечивающийся коэффициентом избытка воздуха в пределах 1,3–1,7.

3. Подача сжиженного газа целесообразна при среднем эффективном давлении в цилиндре дизеля 0,70–1,25 МПа и температуре выхлопных газов 317–550 °С.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Альтернативные виды топлива для двигателей: монография / А. Н. Карташевич [и др.]. – Горки: БГСХА, 2012. – 376 с.
2. Карташевич, А. Н. Определение оптимального коэффициента избытка воздуха при работе дизеля на газовом топливе / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин // Вестн. Белорус. гос. с.-х. акад. – 2015. – № 1. – С. 121–126.
3. Карташевич, А. Н. Исследование эксплуатационных и экологических показателей колесного трактора с подачей газового топлива / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин // Вестн. Баранович. гос. ун-та. – 2014. – № 1. – С. 65–68.
4. Брук, М. А. Работа дизеля в нестационарных условиях / М. А. Брук, А. С. Викман, Г. Х. Левин. – Л.: Машиностроение, 1981. – 208 с.
5. Малышкин, П. Ю. Улучшение эксплуатационных показателей дизелей применением газовых топлив / П. Ю. Малышкин // Вестн. Брян. гос. с.-х. акад. – 2014. – № 3. – С. 60–62.
6. Карташевич, А. Н. ДВС. Основы теории и расчета: учеб. пособие / А. Н. Карташевич, Г. М. Кухаренок. – Горки: БГСХА, 2008. – 312 с.

УДК 621.43.057

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕРМОФОРСИРОВАНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ**

Ш. В. БУЗИКОВ, канд. техн. наук;  
С. А. ПЛОТНИКОВ, доктор техн. наук, профессор  
Вятский государственный университет,  
г. Киров, Российская Федерация

На некоторые показатели работы дизеля предварительное нагревание топлива оказывает положительное влияние [1]. Е. Ричардсоном и Д. Гроффом было предложено предварительное нагревание топлива до критических значений температуры и давления в течение очень короткого промежутка времени во избежание крекинга [2]. Это, в свою очередь, улучшает испаряемость топлива и уменьшает его вязкость, а также в результате процессов термической диссоциации углеводоро-

дов топлива определяет окисление в предпламенный период [1]. Данным способом предварительной термической обработки топлива является термофорсирование. Термофорсирование сокращает период задержки воспламенения (ПВЗ) в дизеле путем предварительной термической подготовки топлива к сгоранию [3]. Наиболее эффективным способом термофорсирования является его подогрев за счет теплоты отработавших газов.

Для определения эффективности использования термофорсирования рассматривали тепловой баланс двигателя. В результате анализа рабочего цикла дизеля было установлено, что только часть теплоты, введенной в двигатель, используется для совершения полезной работы.

Полный тепловой баланс дизеля

$$Q_o = Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{о.г}} + Q_{\text{н.с}} + Q_{\text{ост}}, \quad (1)$$

где  $Q_o$  – общее количество теплоты, введенное в двигатель за единицу времени, Дж/с;

$Q_e$  – количество теплоты, затраченное на совершение полезной работы, Дж/с;

$Q_{\text{охл}}$  – количество теплоты, отведенное системой охлаждения дизеля, Дж/с;

$Q_{\text{о.г}}$  – количество теплоты, ушедшее с отработавшими газами, Дж/с;

$Q_{\text{н.с}}$  – количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания топлива, Дж/с;

$Q_{\text{ост}}$  – неучтенное количество теплоты, Дж/с.

Общее количество теплоты, введенное в дизель, состоит из

$$Q_o = Q_B + \delta U - Q_a + Q_T, \quad (2)$$

где  $Q_B$  – теплота воздушного заряда в дизеле, Дж/с;

$\delta U$  – приращение теплоты воздушного заряда вследствие адиабатного сжатия на соответствующем такте, Дж/с;

$Q_a$  – затраты теплоты на активацию, термическую диссоциацию, испарение и прогрев топлива, Дж/с;

$Q_T$  – количество теплоты, выделившееся в результате сгорания топлива, Дж/с.

Теплота воздушного заряда

$$Q_B = \frac{c_{pB} \cdot t_B \cdot G_B}{3600}, \quad (3)$$

где  $c_{pB}$  – удельная изобарная теплоемкость воздуха, Дж/(кг · °С);

$t_b$  – температура воздуха на впуске в дизель, °С;

$G_b$  – часовой расход воздуха, кг/ч.

Приращение теплоты воздушного заряда вследствие адиабатного сжатия

$$\delta U = \frac{n \cdot i}{120 \cdot \tau} \cdot p_a \cdot (V_a - V_h), \quad (4)$$

где  $n$  – частота вращения дизеля, мин<sup>-1</sup>;

$i$  – количество цилиндров;

$\tau$  – тактность;

$p_a$  – давление в конце такта впуска, Па;

$V_a$  – полный объем цилиндра, м<sup>3</sup>;

$V_h$  – рабочий объем цилиндра, м<sup>3</sup>.

Давление в конце такта впуска

$$p_a = p_0 - \Delta p_a, \quad (5)$$

где  $p_0$  – атмосферное давление, Па;

$\Delta p_a$  – потери давления за счет сопротивления впускной системы, Па.

Затраты теплоты на активацию, термическую диссоциацию, испарение и прогрев топлива состоят из

$$Q_a = Q_n + Q_{\text{исп}} + Q_{\text{акт}}, \quad (6)$$

где  $Q_n$  – количество теплоты, затрачиваемое на нагрев топлива до кипения, Дж/с;

$Q_{\text{исп}}$  – количество теплоты, затрачиваемое на испарение топлива, Дж/с;

$Q_{\text{акт}}$  – количество теплоты, эквивалентное энергии активации самовоспламенения топлива, Дж/с.

Теплоту, затраченную на нагрев топлива до кипения, находим из выражения

$$Q_n = \frac{c_{p_T} \cdot (t_k - t_n) \cdot G_T}{3600}, \quad (7)$$

где  $c_{p_T}$  – удельная изобарная теплоемкость топлива, Дж/(кг · °С);

$t_k$  – температура кипения топлива, °С;

$t_n$  – температура топлива перед подачей в дизель, °С;

$G_T$  – часовой расход топлива, кг/ч.

Теплота, затраченная на испарение топлива,

$$Q_{\text{исп}} = \frac{r \cdot G_T}{3600}, \quad (8)$$

где  $r$  – удельная теплота парообразования, Дж/кг.

Теплота, эквивалентная энергии активации,

$$Q_{\text{акт}} = \frac{E_a \cdot G_T}{3600 \cdot M}, \quad (9)$$

где  $E_a$  – энергия активации химической реакции, Дж/моль;

$M$  – молярная масса топлива, кг/моль.

Энергия активации химической реакции воспламенения топлива в общем виде

$$E_a = -R \cdot T \cdot \ln\left(\frac{K}{A}\right), \quad (10)$$

где  $R$  – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль · К);

$T$  – температура химической реакции, К;

$K$  – константа скорости химической реакции горения;

$A$  – фактор частоты химической реакции горения.

После подстановки выражений (7)–(10) в выражение (6) получим

$$Q_a = \frac{G_T}{3600} \cdot \left( c_{p_T} \cdot (t_k - t_H) + r - \frac{R \cdot T \cdot \ln\left(\frac{K}{A}\right)}{M} \right). \quad (11)$$

Теплоту, выделившуюся в результате сгорания топлива, найдем из выражения

$$Q_T = 277,78 \cdot H_u \cdot G_T, \quad (12)$$

где  $H_u$  – низшая расчетная теплота сгорания топлива, МДж/кг.

Тогда общая теплота, введенная в дизель с учетом выражений (3), (4), (5), (11), (12) и после некоторых преобразований,

$$Q_o = \frac{G_T}{3600} \cdot \left( \frac{G_B}{G_T} c_{p_B} \cdot t_B - c_{p_T} \cdot (t_k - t_H) - r + \frac{R \cdot T \cdot \ln\left(\frac{K}{A}\right)}{M} + H_u \cdot 10^6 \right) + \frac{n \cdot i}{120 \cdot \tau} \cdot (p_0 - \Delta p_a) \cdot (V_a - V_h). \quad (13)$$

Теплота, затраченная на совершение полезной работы,

$$Q_e = 10^3 \cdot N_e, \quad (14)$$

где  $N_e$  – эффективная мощность двигателя, кВт.

Теплота, отведенная системой охлаждения дизеля, в общем виде

$$Q_{\text{охл}} = c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot \frac{H_u - \Delta H_u}{\alpha \cdot H_u}, \quad (15)$$

где  $c$  – коэффициент пропорциональности для четырехтактных двигателей ( $c = 0,5$ );

$D$  – диаметр цилиндра, см;

$m$  – показатель степени для четырехтактных двигателей ( $m = 0,6$ );

$n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$\Delta H_u$  – количество теплоты, не выделившееся из-за химической неполноты сгорания топлива, МДж/кг;

$\alpha$  – коэффициент избытка воздуха.

Так как дизель работает на составах с  $\alpha > 1$ , то  $\Delta H_u$  можно пренебречь в связи с ее малой значимостью, поэтому выражение (13) после преобразований примет вид

$$Q_{\text{охл}} = 0,5 \cdot i \cdot D^{2,2} \cdot n^{0,6} \cdot \frac{1}{\alpha}. \quad (16)$$

Теплота, ушедшая с отработавшими газами,

$$Q_{\text{о.г}} = 0,278 \cdot G_{\text{T}} \left\{ M_2 \cdot t_{\text{о.г}} \cdot (mcp)_{t_{\text{о.г}}}^{t_{\text{о.г}}} - M_1 \cdot t_{\text{в}} \cdot (mcp)_{t_0}^{t_{\text{в}}} \right\}, \quad (17)$$

где  $M_2$  – общее количество продуктов сгорания, кмоль/кг;

$t_{\text{о.г}}$  – температура отработавших газов, °С;

$(mcp)_{t_{\text{о.г}}}^{t_{\text{о.г}}}$  – средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении при температурах от  $t_0 = 0$  °С до  $t_{\text{о.г}}$ , кДж/(кмоль · °С);

$M_1$  – количество свежего заряда, кмоль/кг;

$(mcp)_{t_0}^{t_{\text{в}}}$  – средняя мольная теплоемкость воздуха при постоянном давлении при температурах от  $t_0 = 0$  °С до  $t_{\text{в}}$ , кДж/(кмоль · °С);

Общее количество продуктов сгорания состоит из

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \quad (18)$$

где  $M_{\text{CO}_2}$  – количество диоксида углерода, кмоль/кг;

$M_{\text{H}_2\text{O}}$  – количество паров воды, кмоль/кг;

$M_{\text{O}_2}$  – количество остаточного кислорода, кмоль/кг;

$M_{\text{N}_2}$  – количество оксидов азота, кмоль/кг.

Количество диоксида углерода

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}, \quad (19)$$

где  $C$  – массовая доля углерода в 1 кг топлива, кг.

Количество паров воды

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}, \quad (20)$$

где  $H$  – массовая доля водорода в 1 кг топлива, кг.

Количество остаточного кислорода

$$M_{O_2} = 0,208 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0, \quad (21)$$

где  $L_0$  – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \quad (22)$$

где  $O$  – массовая доля кислорода в 1 кг топлива, кг.

Количество оксидов азота

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0. \quad (23)$$

Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{L}{L_0}, \quad (24)$$

где  $L$  – действительное количество воздуха, поступившее для сгорания 1 кг топлива.

Количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_0. \quad (25)$$

После подстановки выражений (16)–(23) в выражение (15) и преобразований получим

$$Q_{o.r} = 0,278 \cdot G_T \left\{ \left( \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - M_1 \right) \cdot t_{o.r} \cdot (mcp)_{t_{o.r}}^{t_{o.r}} - M_1 \cdot t_B \cdot (mcp)_{t_0}^{t_B} \right\}. \quad (26)$$

Если дизель работает при  $\alpha > 1$ , то  $Q_{н.с}$  можно пренебречь ввиду ее малой значимости.

Неучтенная теплота

$$Q_{ост} = Q_o - (Q_e + Q_{охл} + Q_{o.r} + Q_B).$$

После подстановки выражений (13), (14), (16), (26) в выражение (1) и преобразований получим развернутое уравнение полного теплового баланса

$$\begin{aligned} & \frac{G_T}{3600} \cdot \left( \frac{R \cdot T \cdot \ln\left(\frac{K}{A}\right)}{M} + H_u \cdot 10^6 - c_{p_T} \cdot (t_K - t_H) - r \right) + \frac{n \cdot i}{120 \cdot \tau} \cdot (p_0 - \Delta p_a) \times \\ & \times (V_a - V_h) = 10^3 \cdot N_e + 0,5 \cdot i \cdot D^{2,2} \cdot n^{0,6} \cdot \frac{1}{\alpha} + 0,278 \cdot G_T \left\{ \left( \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \right. \right. \\ & \left. \left. - M_1 \right) \cdot t_{o.r} \cdot (mcp)_{t_{o.r}}^{t_{o.r}} - M_1 \cdot t_B \cdot (mcp)_{t_0}^{t_B} \right\}. \quad (27) \end{aligned}$$

При использовании термофорсирования возможно вернуть часть теплоты, ушедшей с отработанными газами, в результате чего увеличивается теплота, превращенная в полезную работу.

Теплоту, возвращенную в цикл, находим по выражению

$$Q_{\text{возв}} = \frac{G_T \cdot c_{pT} \cdot (t_{\text{нагр}} - t_{\text{н}})}{3600}, \quad (28)$$

где  $t_{\text{нагр}}$  – температура подогрева топлива перед подачей, °С.

Эффективный КПД дизеля

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_0}. \quad (29)$$

После подстановки выражения (28) в (27) получим уравнение полного теплового баланса с учетом термофорсирования топлива

$$\begin{aligned} & \frac{G_T}{3600} \cdot \left( \frac{R \cdot T \cdot \ln\left(\frac{K}{A}\right)}{M} + H_u \cdot 10^6 - c_{pT} \cdot \left( (t_k - t_n) + (t_{\text{нагр}} - t_n) \right) - r \right) + \\ & + \frac{n \cdot i}{120 \cdot \tau} \cdot (p_0 - \Delta p_a) \cdot (V_a - V_h) = 10^3 \cdot N_e + 0,5 \cdot i \cdot D^{2,2} \cdot n^{0,6} \cdot \frac{1}{\alpha} + \\ & + 0,278 \cdot G_T \cdot \left\{ \left( \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - M_1 \right) \cdot t_{o,r} \cdot (mcp)_{t_0}^{t_{o,r}} - M_1 \cdot t_b \cdot (mcp)_{t_0}^{t_b} \right\}. \quad (30) \end{aligned}$$

После подстановки членов уравнения (27) в (29) найдем эффективный КПД дизеля:

– без термофорсирования:

$$\eta_e = \frac{10^3 \cdot N_e}{\frac{G_T}{3600} \cdot \left( \frac{R \cdot T \cdot \ln\left(\frac{K}{A}\right)}{M} + H_u \cdot 10^6 - c_{pT} \cdot (t_k - t_n) - r \right) + \frac{n \cdot i}{120 \cdot \tau} \cdot (p_0 - \Delta p_a) \cdot (V_a - V_h)}; \quad (31)$$

– с термофорсированием:

$$\eta'_e = \frac{10^3 \cdot N_e}{\frac{G_T}{3600} \cdot \left( \frac{R \cdot T \cdot \ln\left(\frac{K}{A}\right)}{M} + H_u \cdot 10^6 - c_{pT} \cdot \left( (t_k - t_n) + (t_{\text{нагр}} - t_n) \right) - r \right) + \frac{n \cdot i}{120 \cdot \tau} \cdot (p_0 - \Delta p_a) \cdot (V_a - V_h)} \quad (32)$$

В результате этого можно получить значение увеличения КПД дизеля за счет термофорсирования:

$$\Delta \eta_e = \eta'_e - \eta_e. \quad (33)$$

В результате проведенного анализа было установлено, что использование термофорсирования дизеля может приводить к увеличению эффективного КПД дизеля.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Храмов, М. Ю. Исследование эффективности применения установки термофорсирования в судовых ДВС / М. Ю. Храмов // Вестн. Волжск. гос. акад. водного транспорта. – Н. Новгород: Изд-во ФГОУ ВПО «ВГАВТ». – 2005. – Вып. 13. Судовая и промышленная энергетика. – С. 152–154.
2. Балабин, В. Н. Особенности применения термофорсирования топлива на локомотивных дизелях / В. Н. Балабин, В. Н. Васильев // Современные наукоемкие технологии. – 2015. – № 4. – С. 107–113.
3. Сомов, В. А. Судовые многотопливные дизели / В. А. Сомов, Ю. Г. Ищук. – Л.: Судостроение, 1984. – 240 с.
4. Определение количественных характеристик двигателя бытовой электростанции при использовании генераторного газа в качестве альтернативного топлива / С. А. Плотников [и др.] // Проблемы региональной энергетики. – 2017. – № 2 (34). – С. 105–111.
5. Kuimov, E. A. Evaluation of the economic efficiency of various alternative fuels in transport / E. A. Kuimov, S. A. Plotnikov // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 150. – P. 1209–1214.
6. Влияние добавки этанола к воздуху на эффективные показатели тракторного дизеля / А. Н. Карташевич [и др.] // Двигателестроение. – 2012. – № 1. – С. 44–47.
7. Бузиков, Ш. В. Влияние начальной температуры топлива на характеристики топливоподачи и период задержки воспламенения в дизеле / Ш. В. Бузиков // Научно-методический электронный журнал «Концепт». – 2014. – № S10. – С. 6–10.
8. Плотников, С. А. Исследование процесса сгорания и тепловыделения дизеля с термофорсированием / С. А. Плотников, Ш. В. Бузиков, В. Ф. Атаманюк // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 7. – С. 25–27.
9. Плотников, С. А. Исследование показателей работы дизеля с термофорсированием / С. А. Плотников, Ш. В. Бузиков, В. Ф. Атаманюк // Вестн. Марийск. гос. ун-та. Сер.: С.-х. науки. Эконом. науки. – 2015. – № 2. – С. 39–44.
10. Модернизация системы питания тракторного дизеля 4ЧН 11,0/12,5 для работы на этаноле-топливной эмульсии / С. А. Плотников [и др.] // Молокохозяйственный вестник. – 2017. – № 2 (26). – С. 110–118.

УДК 621.432.2

## ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЯ НА СПИРТОСОДЕРЖАЩИХ ТОПЛИВАХ

А. В. ПЛЯГО, аспирант  
Вятский государственный университет,  
г. Киров, Российская Федерация

Анализ отечественной и зарубежной литературы показал, что переход на новые виды топлива будет осуществляться в три основных этапа [1–4].

На первом этапе будут использоваться стандартное нефтяное топливо, спирты, добавки водорода и водородсодержащих топлив, газовое

топливо и различные их сочетания, что позволит решить проблему частичной экономии нефтяного топлива. Второй этап будет базироваться на производстве синтетических топлив, подобных нефтяным, производимых из угля, горючих сланцев и т. д. На этом этапе будут решаться проблемы долгосрочного снабжения существующего парка двигателей новыми видами топлива. На заключительном третьем этапе будет осуществляться переход к новым видам энергоносителей и энергосиловых установок (водород, использование атомной энергии).

Использование альтернативных топлив ставит перед исследователями задачу предсказания физико-химических свойств новых топлив или стандартного нефтяного топлива при применении присадок и добавок. Исследования на эту тему крайне слабо освещаются в литературе. Рассмотрение данной проблемы только с помощью химической кинетики не позволяет осветить некоторые вопросы, крайне важные с точки зрения организации рабочего процесса двигателя, изготовления и хранения альтернативного топлива. Разработанные модели растворения не позволяют точно описать поведение растворов стандартных углеводородных топлив с присадками и добавками, что объясняется неоднородным химическим составом нефтяного топлива.

Важным фактором является однородность подаваемого смесового топлива. В результате изучения различных вариантов смесителей для работы двигателя на этанолсодержащих топливах (ЭСТ) нами предложена схема [7], в которой сочетаются простота изготовления, точность дозировки смеси и оперативность управления процессами. Насос-дозатор состоит из корпуса шестеренного насоса, входного канала для основного топлива и входного канала для добавочного топлива. В выходном канале установлена заслонка, осуществляющая изменение поступающего добавочного топлива. Количество поступающего топлива регулируется посредством рычага, жестко закрепленного на наружном конце оси.

Одним из ключевых вопросов остается настройка топливopодающей аппаратуры для устойчивой работы дизеля на ЭСТ.

Эмульсии этанола с неполярной дисперсной средой, каковой является ДТ, будут агрегатно неустойчивыми, требующими стабилизирующих добавок, однако следует отметить их неплохие физико-химические свойства с точки зрения применения в дизелях [5].

Таким образом, можно предположить, что применение ЭСТ в качестве топлива для дизелей не вызовет каких-либо отказов в работе дизеля, однако потребует введения в состав эмульсии стабилизаторов [6].

Несомненно, присутствие этанола вызовет значительные изменения физико-химических свойств ЭСТ. Определение влияния этого обстоятельства на изменение параметров топливоподачи явилось целью очередного этапа исследования. Непременным условием являлось сохранение фиксированного положения рейки топливного насоса.

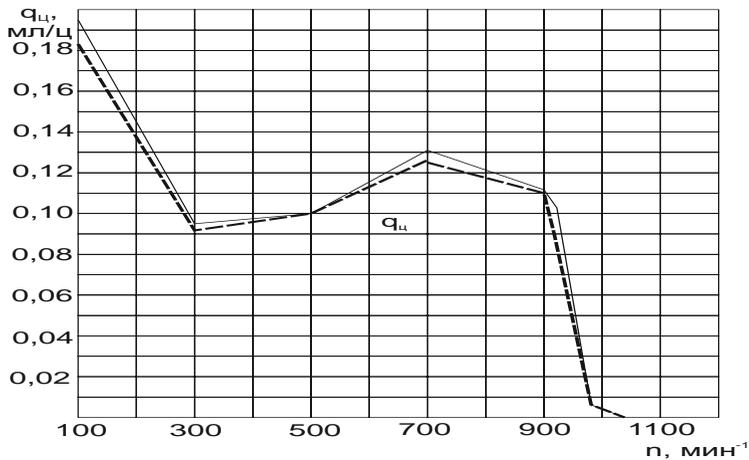
При снятии характеристик топливного насоса было использовано топливо, содержащее 10, 25 и 50 % этанола и чистое ДТ. В связи с тем, что теплота сгорания у ДТ и ЭСТ различна, возникла необходимость проверки сохранения закона топливоподачи при работе на ЭСТ.

Внешняя скоростная характеристика ТНВД снималась при изменении частоты вращения кулачкового вала от минимальной до максимальной по ТУ при фиксированном положении рычага управления регулятором. Опыты проводились на стенде КИ-22210-02М-11 на насосе высокого давления типа ЯЗДА-773-40.28 с применением форсунок 455.1112010-50, использовалось летнее дизельное топливо по ГОСТ 305-2013.

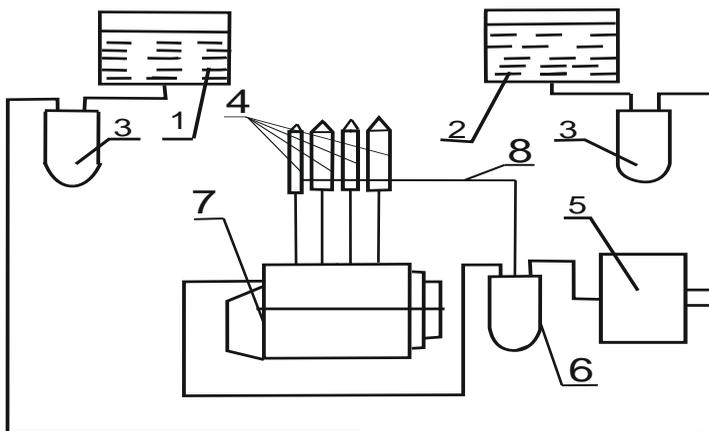
Рассмотрим внешние скоростные характеристики ТНВД (рис. 1, *a*). На пусковой частоте вращения коленчатого вала дизеля грузики регулятора сведены и не оказывают воздействия на величину подачи, рейка устанавливается в положение максимальной подачи. После пуска дизеля при увеличении частоты вращения коленчатого вала центробежная сила грузиков увеличивается, подача топлива уменьшается до достижения равновесного положения муфты – режим минимально устойчивой частоты вращения холостого хода.

На номинальном режиме центробежная сила вращающихся грузиков также уравнивается усилием растянутой пружины регулятора, однако при регулировке добиваются того, чтобы значение подачи при этом соответствовало заданному.

При уменьшении частоты вращения от номинальной, что соответствует режиму перегрузки дизеля, центробежная сила грузиков снижается. В этом случае вступает в работу корректор, увеличивая подачу и позволяя дизелю преодолевать увеличение нагрузки.



*a*



*б*

Рис. 1. Показатели работы ТПА:  
*a* – внешняя скоростная характеристика ТНВД;  
*б* – схема топливной системы многотопливного дизеля:  
 \_\_\_\_\_ 100 % ДТ, - - - - 50 % ДТ + 50 % Э

При увеличении частоты вращения свыше номинальной центробежная сила увеличивается свыше усилия пружины и рейка движется в сторону полного выключения подачи.

Как видно из данных рис. 1, *а*, работа насоса на ЭСТ сопровождается снижением цикловой подачи на 3–5 %.

Это обстоятельство может быть преодолено изменением активного хода плунжера при перерегулировке ТНВД.

Использование этанолсодержащего топлива может потребовать модернизации топливной системы дизеля в целом [8–10].

На рис. 1, *б* показана предложенная схема питания дизеля для приготовления топливной эмульсии непосредственно перед впрыскиванием. Система состоит из бака основного топлива 1, бака дополнительного топлива 2, фильтров грубой очистки топлива 3, форсунок 4, насоса-дозатора 5, фильтра тонкой очистки 6, ТНВД 7 и дренажной линии 8.

Использование модернизированной системы питания позволит улучшить работу дизеля на малостабильных топливах при оперативном изменении его состава.

На основе проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1) применение ЭСТ не вызывает отказов и заметных изменений в работе топливной аппаратуры дизеля;

2) снижение цикловой подачи при работе ТНВД на этанолсодержащих топливах может быть компенсировано увеличением активного хода плунжера;

3) для обеспечения стабильной работы дизеля на ЭСТ необходимо внесение конструктивных изменений в системе питания дизеля.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Альтернативные виды топлива для двигателей: монография / А. Н. Карташевич [и др.]. – Горки: БГСХА, 2013. – 376 с.
2. Плотников, С. А. Улучшение эксплуатационных показателей дизелей путем создания новых альтернативных топлив и совершенствования топливоподающей аппаратуры: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02 / С. А. Плотников. – Н. Новгород, 2011. – 39 с.
3. Карташевич, А. Н. Применение этанолсодержащих топлив в дизеле: монография: в 2 ч. / А. Н. Карташевич, С. А. Плотников, Г. Н. Гурков. – Киров: Типография «Авангард», 2011. – Ч. 1. – 116 с.
4. Карташевич, А. Н. Исследование свойств новых топлив на основе этанола / А. Н. Карташевич, С. А. Плотников, М. В. Смольников // Вестн. Белорус. гос. с.-х. акад. – 2017. – № 1. – С. 114–117.
5. Ребиндер, П. А. Поверхностные явления в дисперсных системах. Коллоидная химия. Избранные труды / П. А. Ребиндер. – М.: Наука, 1978. – 368 с.
6. Иванов, В. М. Топливные эмульсии / В. М. Иванов. – М.: Изд-во АН СССР, 1962. – 301 с.
7. Насос-дозатор смесового топлива // Заявка на выдачу патента РФ № 2017108580/17(014963) от 14.03.2017 / С. А. Плотников, А. Н. Карташевич, А. В. Пляго, И. С. Козлов, С. В. Мочалов.

8. Модернизация системы питания тракторного дизеля 4ЧН 11,0/12,5 для работы на этанола-топливной эмульсии / С. А. Плотников [и др.] // Молочнохозяйственный вестник. – 2017. – № 2. – С. 110–118.

9. Plotnikov, S. A. Development of diesel-engine bio-fuel supply-line components and systems / S. A. Plotnikov, A. N. Kartashevich, E. A. Kuimov // Procedia Engineering, 206 (2017). – P. 1648–1653.

10. Kuimov, E. A. Evaluation of the economic efficiency of various alternative fuels in transport / E. A. Kuimov, S. A. Plotnikov // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 150. – P. 1209–1214.

УДК 621.432.3

## **ИССЛЕДОВАНИЯ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЯ 4ЧН 11,0/12,5 ПРИ РАБОТЕ НА СМЕСИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА С РАПСОВЫМ МАСЛОМ**

П. Н. ЧЕРЕМИСИНОВ, аспирант  
Вятский государственный университет,  
г. Киров, Российская Федерация

Мировое сообщество давно осознало, что тракторы и автомобили оказывают негативное влияние на состояние окружающей среды. Агрегаты трансмиссии, двигатель, системы впуска и выпуска являются источниками шума. При эксплуатации силовая установка трактора выбрасывает с отработавшими газами более 1000 токсичных компонентов:  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{C}$ ,  $\text{C}_n\text{H}_m$ , полициклические ароматические углеводороды и др. Все это пагубно влияет на здоровье человека и окружающую среду. Одним из направлений снижения токсичности выбросов от использования этих машин является применение альтернативных видов топлива для их силовых установок.

Спектр возобновляемых альтернативных видов топлива, применяемых для автотракторной техники, в настоящее время довольно широк. Среди них можно выделить биогаз, диметиловый эфир, водородное топливо, спирты, топлива на основе растительных масел.

Наиболее актуальными в настоящее время являются виды топлив на основе растительных масел: арахисовое, хлопковое, соевое, подсолнечное, кокосовое, пальмовое, рапсовое. Рапсовое масло (РМ) имеет ряд достоинств по сравнению с дизельным топливом (ДТ): масло не токсично и не огнеопасно, не содержит сернистых соединений, является возобновляемым топливом, использование рапсового масла не нарушает баланс двуокси углерода (парникового газа) в природе. Но его использование в двигателях тракторов и автомобилей в чистом виде накладывает некоторые ограничения [1–6]. Обязательным является высокая идентичность физико-химических свойств топлив. Показатели работы топливной системы в целом должны оставаться неизмен-

ными или быть в пределах допустимых регулировок топливной аппаратуры. Надежность и долговечность работы системы питания также должна быть соизмерима с аналогичными для серийной системы условиями.

Творческим коллективом ученых Вятского государственного университета (ВятГУ) и Белорусской государственной сельскохозяйственной академии (БГСХА) длительное время проводятся исследования работы автотракторных дизелей на дизельном топливе с добавками топлив биологического происхождения – растительных масел, этанола, генераторного газа, биогаза.

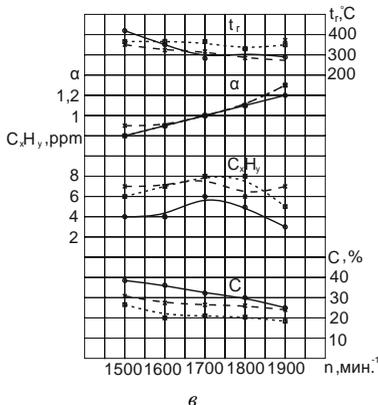
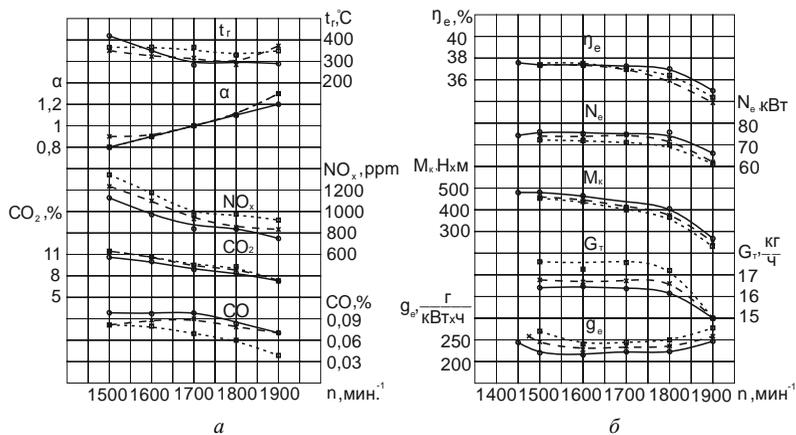
Первоначально методом капиллярной газовой хромато-масс-спектрометрии была произведена оценка жирнокислотного состава различных образцов РМ холодного отжима, произведенных в России и странах СНГ. Основной проблемой применения РМ является высокая, по сравнению с ДТ, вязкость, которую можно понизить нагреванием или разжижением минеральным дизтопливом, применением присадок. Для снижения кинематической вязкости смесей РМ с ДТ возможна добавка депрессорных присадок на основе сополимеров этилена с полярными мономерами. Известно также, что хороший результат может быть получен при введении сложных виниловых эфиров, ненасыщенных кетонов, эфиров или амидов ненасыщенных кислот [7]. Было оценено несколько присадок различных классов. Далее работы проводились с присадкой, дающей наилучший результат. Для выявления влияния смесевых видов топлива на основе рапсового масла на показатели работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S5) были проведены исследования на электротормозном стенде SAK N670 (Германия) с балансирной маятниковой машиной [8].

Влияние присутствия рапсового масла в суммарном топливе на изменение эффективных показателей дизеля можно рассмотреть и по скоростным характеристикам на номинальной нагрузке (рис. 1).

Из графиков видно, что работа дизеля на смесях ДТ и РМ вызывает некоторое изменение его эффективных показателей. Так, кривые значений эффективной мощности, крутящего момента и эффективного КПД снижаются в сравнении с аналогичными кривыми для ДТ. Снижение КПД составляет 3,86 % для случая присутствия 20 % РМ и 7,20 % для случая присутствия 45 % РМ в суммарном топливе.

Снижение эффективной мощности и крутящего момента дизеля составляет 1,00–3,56 % во всем диапазоне частот при работе с добавкой 20 % РМ. В то же самое время при добавке РМ до 45 % эти значения составляют 3,44–7,38 %. Все это указывает на однозначное влияние присутствия РМ в суммарном топливе и объясняется снижением нижней расчетной теплоты сгорания суммарного топлива.

Часовой расход самого ДТ при работе на топливах с добавками РМ уменьшается во всем диапазоне изменения частот вращения. Так, при  $1500 \text{ мин}^{-1}$  сокращение расхода ДТ составляет 19,81 %, при  $1800 \text{ мин}^{-1}$  – 17,33 % в случае введения в топливо 20 % РМ. При росте содержания РМ в суммарном топливе эти цифры возрастают до 41,80 и 42,01 %.



- ————— ○ — дизельное топливо;
- ✕ ———— ✕ — 20 % рапсового масла в топливе;
- ———— □ — 45 % рапсового масла в топливе

Рис. 1. Скоростная характеристика дизеля 4ЧН 11,0/12,5:  
 а – показатели токсичности; б – эффективные показатели; в – показатели дымности

Значение удельного эффективного расхода суммарного топлива также увеличивается: для работы на чистом ДТ  $g_{e \min ДТ} = 217,5$  г/кВт·ч, а при работе на смесях с содержанием 20 и 45 % РМ  $g_{e \min РМ20} = 185,8$  г/кВт·ч и  $g_{e \min РМ45} = 135,7$  г/кВт·ч. Минимум удельного эффективного расхода топлива несколько смещается в сторону больших частот вращения, так как присутствие рапсового масла в топливе утяжеляет фракционный состав смеси, увеличивает значение потребной вихреобразующей способности впускного тракта.

Из графиков видно, что при увеличении частоты вращения содержание всех токсичных компонентов, а также концентрация сажи уменьшаются. При номинальной частоте вращения показатели имеют следующие значения: для оксидов углерода  $СО_{ДТ} = 0,085$  %,  $СО_{РМ20} = 0,08$  %,  $СО_{РМ45} = 0,06$  %; для диоксида углерода  $СО_{2ДТ} = 8,3$  %,  $СО_{2РМ20} = 9,1$  %,  $СО_{2РМ45} = 9,3$  %; для оксидов азота  $NO_{xДТ} = 818$  ppm,  $NO_{xРМ20} = 826$  ppm,  $NO_{xРМ45} = 983$  ppm; для сажи  $С_{ДТ} = 30$  %,  $С_{РМ20} = 26$  %,  $С_{РМ45} = 20,5$  %.

Работа дизеля с добавками 20 и 45 % РМ позволяет сократить расход ДТ до 18,21 и 42,55 % соответственно. При этом в зависимости от режима работы дизеля значения эффективной мощности и эффективного КПД остаются на уровне, характерном для работы дизеля на чистом ДТ, или снижаются не более чем на 8 %.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Карташевич, А. Н. Применение этанолсодержащих топлив в дизеле: монография: в 2 ч. / А. Н. Карташевич, С. А. Плотников, Г. Н. Гурков. – Киров: Типография «Авангард», 2011. – Ч. 1. – 116 с.
2. Карташевич, А. Н. Применение топлив на основе рапсового масла в тракторных дизелях: монография / А. Н. Карташевич, С. А. Плотников, В. С. Товстыка. – Киров: Типография «Авангард», 2014. – 144 с.
3. Плотников, С. А. Система питания генераторным газом ДВС и установка для его осуществления / С. А. Плотников, А. С. Зубакин, А. Н. Коротков // Проблемы эксплуатации автомобильного транспорта и пути их решения на основе современных информационно-коммуникационных технологий: науч. тр. / Воронеж. гос. лесотехн. ун-т им. Г. Ф. Морозова. – Воронеж, 2015. – С. 66–69.
4. Исследование работы двигателя 1Ч 6,8/5,4 на альтернативных топливах / А. Н. Карташевич [и др.] // Вестн. Белорус. гос. с.-х. акад. – 2016. – № 4. – С. 115–117.
5. Плотников, С. А. Создание новых альтернативных топлив [Электронный ресурс] / С. А. Плотников // Концепт. – 2014. – № S10. – Режим доступа: <http://e-koncept.ru/2014/14621.htm>. – Дата доступа: 10.10.2017.
6. Плотников, С. А. Недостатки применения топлив на основе рапсового масла в дизельных двигателях / С. А. Плотников, П. Н. Черемисинов // Актуальные направления научных исследований XXI века: Теория и практика: науч. тр. – Воронеж: ООО ИПЦ «Научная книга», 2015. – № 4. – Ч. 1 (15-1). – С. 97–101.
7. Сополимеры этилена с алкилметакрилатами как депрессорные присадки к дизельному топливу / В. И. Иванов [и др.] // Химия и технология топлив и масел. – 1981. – № 11. – С. 41–42.

8. Исследование работы автотракторного дизеля 4ЧН 11,0/12,5 на смесях дизельного топлива с рапсовым маслом / С. А. Плотников [и др.] // Молочнохозяйственный вестник. – 2017. – № 1. – С. 110–118.

УДК 621.43.057

## **АНАЛИЗ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ 1Ч 6,8/5,4 ПРИ РАБОТЕ С ДОБАВКАМИ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА**

А. С. ЗУБАКИН, аспирант  
Вятский государственный университет,  
г. Киров, Российская Федерация

На волне всеобщего интереса к альтернативной энергетике вновь становится актуальным применение генераторного газа как моторного топлива для двигателей внутреннего сгорания.

В литературе [1–3] приводится много видов и конструкций различных газогенераторных установок для получения генераторного газа, используемого как моторное топливо, но нет глубокого анализа работы ДВС на генераторном газе. Работа на генераторном газе сопровождается падением мощности, снижением экономичности и т. д. [7]. Для снижения падения мощности двигателя применяют различные способы: повышают степень сжатия, увеличивают угол опережения зажигания, повышают объемное наполнение цилиндров, повышают качество генераторного газа и т. д.

Проведенные испытания различных двигателей при работе на генераторном газе [4, 5] показали фактическое падение мощности до 40–50 % в сравнении с мощностью двигателя при работе на бензине. На основании полученных данных для уменьшения падения мощности двигателя при работе на генераторном газе было предложено использовать смесь генераторного газа и бензина.

Теоретической предпосылкой для совместного применения бензина и генераторного газа является суммирование теплоты сгорания. Оптимальное соотношение бензина и генераторного газа должно складываться из минимального расхода бензина и минимального падения мощности. Предельным снижением развиваемой мощности было принято 10 %, что не является критичным для привода электрогенератора.

Для изучения характеристик двигателя и процесса сгорания генераторного газа и бензина, определения оптимальной смеси была разработана лабораторная установка на базе бензинового двигателя воздушного охлаждения 1Ч 6,8/5,4 и испытательного стенда СТЭ-7 КИ-541 ГОСНИТИ. Для анализа процесса сгорания в головку блока

цилиндров был установлен датчик индикаторного давления, осциллоскоп и ПЭВМ. На мониторе можно наглядно наблюдать процесс сгорания топлива, нарастания давления по углу поворота коленчатого вала и т. д. Также к компьютеру был подключен ряд датчиков: ВМТ, температуры на впуске и выпуске, частоты вращения, крутящего момента, момента зажигания и т. д. Для определения массы и объема топлива использовались электронные весы и объемные расходомеры. Для определения токсичности отработавших газов использовался газоанализатор Инфракар. Испытания проводились в соответствии с требованиями ГОСТ 14846–81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний». Применение современных средств измерения, программного комплекса и статистического анализа позволяет получить полную картину происходящего в процессе сгорания различных топлив.

В результате проведенных исследований было определено оптимальное количество бензина в смеси – 30 %. При таком процентном соотношении падение мощности и крутящего момента составило в среднем около 10 %.

Результаты испытаний представлены в виде скоростной характеристики (рис. 1).

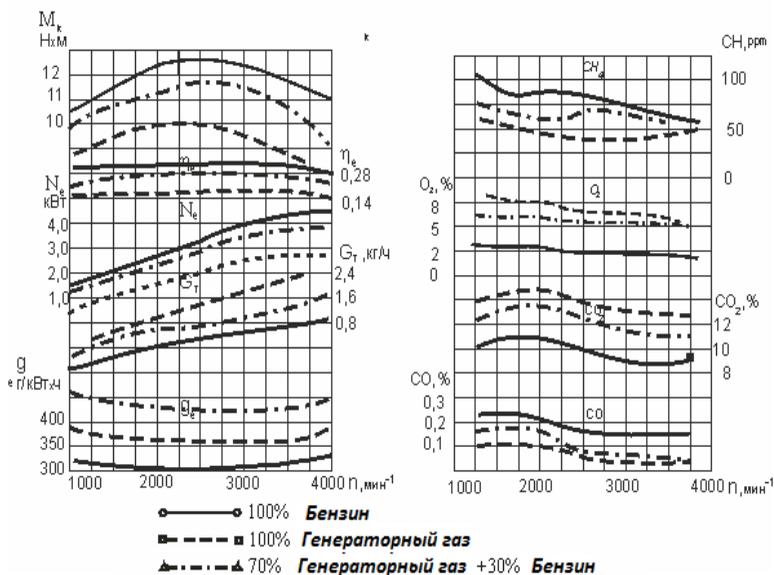


Рис. 1. Скоростная характеристика двигателя 14 6,8/5,4

Анализ полученных данных показывает фактическое падение мощности не подготовленного для работы на генераторном газе двигателя до 40–45 % в зависимости от частоты вращения и нагрузки. Крутящий момент также снижается на 30–40 % относительно базового топлива. При работе на оптимальной смеси и модернизированной системе питания [6] падение мощности и крутящего момента составляет 10 и 8 % соответственно при частотах 3600 и 2600 мин<sup>-1</sup>.

Минимальный удельный расход топлива возрастает с 310 до 420 г/кВт·ч при работе на смеси генераторного газа и бензина при частоте 2550 мин<sup>-1</sup>. Часовой расход также возрастает при работе на генераторном газе в три раза, что связано с низкой теплотворной способностью топлива. При переходе на генераторный газ КПД двигателя снижается с 28 до 16 %.

Рост токсичности при работе на генераторном газе по одним показателям, таким как CO<sub>2</sub> и O<sub>2</sub>, и снижение по СН и СО обуславливаются другим химическим составом и процентным соотношением химических элементов в составе генераторного газа. Высокое содержание угарного газа в генераторном газе приводит к повышенному содержанию кислорода в отработавших газах до 9 % при работе на холостом ходу. Показатели токсичности при работе на смеси генераторного газа и бензина занимают промежуточное значение между генераторным газом и бензином во всем рабочем диапазоне работы двигателя.

**Выводы.** Работа двигателя на генераторном газе сопровождается падением мощности и крутящего момента, повышением удельного и часового расходов топлива, токсичность ОГ растет по кислороду, углекислому газу, уменьшается по угарному газу и предельным водородам.

При использовании смеси бензина и генераторного газа эффективные показатели двигателя уменьшаются незначительно, что позволяет использовать смесь как моторное топливо для ДВС.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Газогенератор как направление альтернативной энергетики / А. С. Зубакин [и др.] // Сб. матер. VII ежегодной сессии аспирантов и молодых ученых. – Вологда: ВоГТУ, 2013. – С. 94–99.
2. Плотников, С. А. Улучшение эксплуатационных показателей дизелей путем создания новых альтернативных топлив и совершенствования топливоподающей аппаратуры: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02 / С. А. Плотников. – Н. Новгород, 2011. – 39 с.
3. Альтернативные виды топлива для двигателей: монография / А. Н. Карташевич [и др.]. – Горки, БГСХА, 2013. – 376 с.

4. Плотников, С. А. Некоторые результаты применения альтернативных топлив для снижения токсичности ДВС / С. А. Плотников, А. С. Зубакин // Общество. Наука. Инновации: матер. науч.-практ. конф., Киров, 18–29 апр. 2016 г. / Вят. гос. ун-т. – Киров, 2016. – С. 1352–1357.

5. Исследование работы двигателя 1Ч 6,8/5,4 на альтернативных топливах / А. Н. Карташевич [и др.] // Вестн. Белорус. гос. с.-х. акад. – 2016. – № 4. – С. 115–117.

6. Система питания двигателя внутреннего сгорания генераторным газом: пат. 2605870 РФ, МКИ<sup>7</sup>F02B43/08 / С. А. Плотников, В. Н. Острецов, Ф. А. Киприянов, А. В. Палицын, А. С. Зубакин, А. Н. Коротков; заявитель Вят. гос. ун-т. – 2015139021/06; заявл. 11.09.2015; опубл. 27.12.2016 // Офици. бюл. – 2016. – № 36.

7. Определение количественных характеристик двигателя бытовой электростанции при использовании генераторного газа в качестве альтернативного топлива / С. А. Плотников [и др.] // Проблемы региональной энергетики [Электронный ресурс]. – № 2 (34). – 2017. – С. 106–112. – Режим доступа: [journal.ie.asm.md/assets/files/12\\_02\\_34\\_2017.pdf](http://journal.ie.asm.md/assets/files/12_02_34_2017.pdf). – Дата доступа 02.08.2017.

УДК 621.436.068

## **СРЕДСТВА ОЧИСТКИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЙ ОТ ТОКСИЧНЫХ ВЕЩЕСТВ**

А. Н. КАРТАШЕВИЧ, доктор техн. наук, профессор;

В. А. БЕЛЮСОВ, канд. техн. наук, доцент

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,  
г. Горки, Республика Беларусь;

А. В. КРАВЕЦ

ООО «Белросагросервис»,

г. Минск, Республика Беларусь

Анализ современных исследований, направленных на разработку малотоксичных дизелей, свидетельствует о том, что эффективное снижение токсичности отработавших газов (ОГ) может быть достигнуто посредством их дополнительной очистки устройствами, устанавливаемыми в системе выпуска. При этом методы воздействия на рабочий процесс двигателя рассматриваются как необходимые, но недостаточные с точки зрения достижения экологических показателей двигателей, соответствующих современным стандартам.

На протяжении 30-летнего периода было разработано и испытано множество разнообразных вариантов газоочистителей, однако широкого практического применения не могла найти ни одна из предлагавшихся систем. Данный факт главным образом обуславливался тем, что отсутствует единая законодательная база, определяющая дополнительные системы газоочистки в качестве обязательных, и в настоящее

время не найдена качественная универсальная конструкция модели газоочистителя.

Для снижения дымности ОГ в выпускной системе автотракторных дизелей дополнительно устанавливают технические средства, обеспечивающие их дополнительную физико-химическую обработку. К устройствам дополнительной очистки ОГ в процессе выпуска можно отнести механические фильтры, каталитические окислители, терморекторы, барботажные системы и др.

Способы снижения дымности ОГ, происходящего в результате дополнительной их обработки в системе выпуска на основе обобщения данных работ [1–5], представлены в таблице.

**Способы снижения дымности ОГ, происходящего в результате дополнительной их обработки в системе выпуска**

Способы снижения дымности ОГ	Процент снижения дымности	Побочные действия
Жидкостная нейтрализация	20–74	Увеличение расхода топлива, унос капель химически активного раствора в окружающую среду, снижение выброса $\text{NO}_x$
Термическая нейтрализация	5–25	Увеличение расхода топлива, увеличение выброса $\text{NO}_x$ , повышенная пожароопасность
Каталитическая нейтрализация	До 55	Снижение выброса $\text{CO}$ , $\text{C}_n\text{H}_m$ , $\text{NO}_x$ ; высокая стоимость; недостаточная эффективность работы при низких температурах
Фильтрация	До 99	Снижение мощностных и топливно-экономических показателей при забивании матрицы фильтра частицами

Из всех систем нейтрализации ОГ дизелей наиболее изученным и апробированным является метод жидкостной нейтрализации, т. е. физико-химическое воздействие на ОГ. Жидкостная нейтрализация ОГ включает в себя процессы улавливания мелкодисперсных частиц, адсорбцию, конденсацию и фильтрацию. В наиболее простом виде способ жидкостного улавливания частиц заключается в пропускании газов через слой воды или химических растворов. При этом происходит растворение в воде альдегидов, окислов серы, высших окислов азота. При температурах раствора 40–80 °С эффективно улавливается бенз(а)пирен. Поглотительная способность жидкостного нейтрализатора, заправленного водой, превышает 50 % по твердым частицам и 15–16 % – по окислам азота. При всей конструктивной простоте жид-

костных нейтрализаторов их использование в условиях ограниченного воздухообмена нежелательно ввиду повышенного парообразования, возможности выбросов капель химически активного раствора, необходимости утилизации отработанных растворов, обладающих кислотными свойствами. Стоимость жидкостной нейтрализации значительна ввиду того, что требуются специальные растворы, организация заправки ими нейтрализаторов через 6–8 ч работы [6]. Основное применение жидкостных нейтрализаторов – машины, эксплуатирующиеся в горнорудной промышленности.

В отличие от жидкостной, термическая нейтрализация ОГ основана на способности продуктов неполного сгорания окисляться до конечных продуктов. Существуют методы пламенного дожигания в коллекторах в виде отдельных агрегатов с форсунками, свечами накаливания, катализаторами из цветных металлов, степень очистки от которых не превышает 10–25 % даже при двухступенчатых схемах, а расход топлива возрастает на 25 % [6]. Установка термического нейтрализатора в системе выпуска дизеля приводит к увеличению противодавления в 2–2,5 раза, что вызывает до 7 % потерь выходной мощности двигателя [7].

Из всех типов нейтрализаторов наибольший интерес представляют собой каталитические нейтрализаторы. Каталитические нейтрализаторы эффективно снижают дымность и токсичность ОГ, кроме того, они являются эффективными глушителями шума. Эффективность очистки зависит от типа применяемого катализатора (платина, палладий, тройной окисный алюминиево-медно-хромовый катализатор), конструкции нейтрализатора и количества ступеней очистки в нем [8].

Для снижения выбросов окислов азота с помощью катализаторов в дизелях необходимо создавать восстановительную среду за счет устранения из ОГ свободного кислорода, что весьма затруднительно и на практике не используется. Поэтому каталитические нейтрализаторы для дизелей применяются только для очистки ОГ от CO, C<sub>n</sub>H<sub>m</sub> и RCHO. Стоимость каталитических нейтрализаторов соизмерима со стоимостью двигателей [9].

Из известных систем очистки ОГ наиболее эффективными являются сажевые фильтры (СФ), отличающиеся высокой степенью очистки, простотой конструкции, относительно небольшими габаритными размерами. Исследованиями установлена возможность снижения выброса дизелями твердых частиц на 50 % путем совершенствования систем смесеобразования и сгорания и на 99 % при установке в системе выпуска сажевых фильтров [10].

Различают поверхностные и объемные фильтрующие элементы с активной либо пассивной системой регенерации. Пассивные системы для снижения температуры горения сажи используют катализатор (палладий, платину, железо, магний, медь, церий), которым покрывают поверхность фильтрующего элемента либо добавляют в топливо. Активные системы регенерации включают электронагреватели (фильтры STX корпорации Engelhard), топливные форсунки (фильтры DPFS фирмы Deutz), магнетроны [9].

В фильтрах используется следующая керамика: кристобалит, протоэнстатит, кордиерит, сапфирит, муллит, периклаз, шниппель, корунд [11].

В качестве фильтрующих элементов используются: керамические монолитные ячеистые структуры (Corning, NGK), модульные конструкции из спеченной металлической окалины (SHW, HJS), набивки из стекловолоконных нитей (3M), стекловолоконные тканые (HUG) и вязаные (Buck, Oberland) полотна и др. [9].

Рассмотрим некоторые современные средства очистки ОГ дизелей.

Сажевый фильтр Electrocat DPF (рис. 1) способен эффективно снижать выбросы ТЧ и функционировать при достаточно низких температурах ОГ за счет применения плазменной регенерации. При этом фильтр нечувствителен к содержанию серы в топливе.

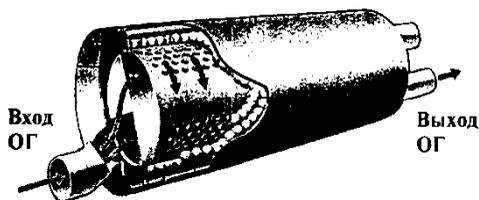


Рис. 1. Сажевый фильтр Electrocat DPF

Каталитические глушители-нейтрализаторы выхлопных газов дизелей, паров и дыма Dieselytic SX (рис. 2) эффективно снижают опасные концентрации вредных веществ в ОГ дизеля. Токсичные компоненты ОГ (включая оксид углерода, углеводороды и альдегиды) каталитически окисляются до безопасных двуокиси углерода и воды. Конечный результат – безопасная и здоровая производственная среда для человека.



Рис. 2. Каталитические системы Dieselytic SX

Сажевые фильтры SXS-B (рис. 3) обеспечивают непрерывную работу двигателя с фильтром 8–12 ч. Возможна установка фильтров с большими габаритными размерами, тогда непрерывная работа может превысить 24–36 ч и больше. Сажевые фильтры SXS-B необходимо восстанавливать вручную. Для этого фильтры SXS-B демонтируют с транспортного средства и подвергают термической обработке в печи. Сажевые фильтры SXS-B/E с электрической регенерацией могут быть восстановлены на остановленном двигателе, при подсоединении электрического устройства регенерации к фильтру. Нет необходимости демонтировать фильтр с транспортного средства. Регенерация фильтра требует приблизительно 25–35 мин.



Рис. 3. Сажевые фильтры SXS-B

Сажевые фильтры STX (рис. 4) состоят из керамических фильтрующих элементов, перемотанных стекловолоконными картриджами. Величина противодавления контролируется электронной системой (ECU). Время между регенерациями – 6–10 мото-ч. Для регенерации

система подключается к силовой установке (RPU). Напряжение регенерации – 24 В, время – 14 мин. Система обеспечивает очистку ОГ от частиц более чем на 80 %, что полностью устраняет весь видимый дым.

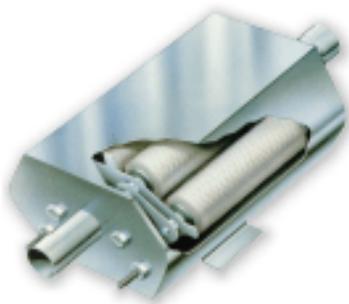


Рис. 4. Сажевые фильтры STX

Сажевые фильтры DPX (рис. 5) разработаны для очистки ОГ от частиц дизельных двигателей, работающих в тяжелых условиях. В случае достижения температуры ОГ в фильтре величины 375 °С в 25 % рабочего времени, фильтры DPX позволяют непрерывно выжигать сажу при ее контакте с каталитической окислительной поверхностью.



Рис. 5. Сажевые фильтры DPX

Начиная с 1994 г. более 30 000 сажевых фильтров CRT ETG (рис. 6) успешно функционируют на транспортных средствах и механизмах в скандинавских странах. Благодаря специальному катализатору, установленному перед фильтром, сажа окисляется при 260 °С вместо необходимых 600 °С. Сажевые фильтры CRT эффективно снижают

выбросы углеводородов, окиси углерода и дымность до 90 %. Ежедневное техническое обслуживание заключается в демонтаже фильтра и удалении золы. Фильтр может использоваться на двигателе, работающем на топливе с максимальным содержанием серы 50 ppm.

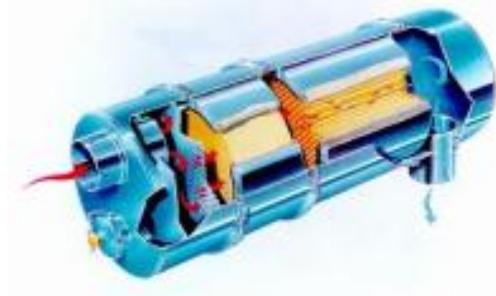


Рис. 6. Сажевые фильтры CRT ETG

Системы ETX (рис. 7) – составные модульные пассивные конструкции, позволяющие использовать различное количество элементарных блоков. Обеспечивают очистку ОГ дизеля от частиц на 65 %, углеводородов на – 66 %, угарного газа – на 75 %, снижают дымность на 80 %. Основные элементы: CMX глушитель и GPX каталитический преобразователь.



Рис. 7. Система ETX

Каталитический окислитель СРО (рис. 8) – новая концепция снижения токсичности ОГ дизелей. Вместо фильтрования технология очистки заключается в окислении ОГ. Преимущество – меньше противодавление системы выпуска из-за отсутствия фильтрующего элемента и низкой температуры ОГ. СРО позволяет почти полностью устранить

эмиссию выбросов углеводородов и окиси углерода с ОГ и обеспечивает 90%-ную очистку от ТЧ.

СРО наиболее подходит для использований на внедорожной технике, где ОГ имеют сравнительно низкую температуру. Система СРО менее чувствительна к содержанию серы в топливе и может использоваться на двигателе, работающем на топливе с максимальным содержанием серы до 350 ppm.



Рис. 8. Каталитический окислитель СРО

Система Fireball (рис. 9) работает как уловитель частиц, катализатор, искрогаситель, глушитель шума. Не требует сервисного обслуживания, исключает возможность колебания температуры и засорения системы.



Рис. 9. Система Fireball

Из перечисленных конструкций наибольшую степень очистки ОГ от частиц обеспечивают системы с поверхностными фильтрующими элементами, однако по отношению к объемным системам они имеют по-

вышенную величину газодинамического сопротивления, непродолжительный период эксплуатации между регенерациями, а также склонны к засорению пор золой, получаемой в результате сгорания сажи.

Помимо описанных современных конструкций корпускулярных уловителей в настоящее время все большее внимание уделяется электрофизическим методам газоочистки.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Электроразрядные технологии очистки отработавших газов дизельных двигателей от токсичных компонентов: монография / А. Н. Карташевич [и др.]. – Горки, 2002. – 282 с.
2. Звонов, В. А. Новый сажевый фильтр / В. А. Звонов, А. П. Дядин, А. И. Волков // Автомобильная промышленность. – 1992. – № 2. – С. 22–23.
3. Каталитические нейтрализаторы транспортных двигателей / О. И. Жегалин [и др.]. – М.: Транспорт, 1979. – 80 с.
4. Погорелов, С. Д. Методы снижения токсичности отработавших газов дизельных двигателей / С. Д. Погорелов, А. М. Сайкин, А. И. Френкель // Исследование эксплуатационных качеств сельскохозяйственных тракторов: межвуз. сб. науч. тр. / Кишиневский СХИ. – Кишинев, 1977. – С. 60–66.
5. Салахеддин, Муса Абу Аджалме Комбинированный метод очистки отработавших газов дизеля с использованием фильтра и присадки к дизельному топливу: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 11.00.11, 05.04.02 / Муса Абу Аджалме Салахеддин. – М., 1995. – 17 с.
6. Малов, Р. В. Выброс токсичных веществ двигателями карьерного автотранспорта и пути его уменьшения / Р. В. Малов, В. А. Звонов // Двигатели внутреннего сгорания: Респуб. межвед. науч.-техн. сб. – Харьков: Изд-во ХГУ, 1971. – Вып. 13. – С. 128–137.
7. Лиханов, В. А. Снижение токсичности автотракторных дизелей / В. А. Лиханов, А. М. Сайкин. – М.: Агропромиздат, 1991. – 208 с.
8. Жаброва, Г. М. Беспламенное каталитическое горение / Г. М. Жаброва, Б. М. Каденаци. – М.: Знание, 1972. – 46 с.
9. Дизельный двигатель и выбросы [Электронный ресурс] / Технология двигателей и эмиссий в сети. – 1997. – Режим доступа: <http://www.DieselNet.com>. – Дата доступа: 25.10.2017.
10. Linke, H. Ausblick: Renaissance des Diesels in den 90er Jahreu / H. Linke, // Kraft-hand. – 1990. – № 5. – S. 176–179.
11. Кульчицкий, А. Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для высшей школы / А. Р. Кульчицкий. – Изд. 2-е, испр. и доп. – М.: Академический Проект, 2004. – 400 с.

## **ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МОТОРНЫХ СВОЙСТВ ТОПЛИВ НА ОСНОВЕ ЭТАНОЛА**

М. В. СМОЛЬНИКОВ, аспирант  
Вятский государственный университет,  
г. Киров, Российская Федерация

На современном этапе развития науки и техники двигатель внутреннего сгорания (ДВС) остается основным типом привода для большинства мобильных и стационарных установок. Но все более увеличивающийся парк ДВС требует геодезических изысканий новых месторождений углеводородов, возрастания добычи, транспортировки и производства топлива. Переход к дизельным двигателям, являющимся более экономичными, позволяет лишь частично решить топливную проблему в мировом масштабе. Поэтому необходимо изыскивать новые альтернативные топлива. Использование альтернативных топлив ставит задачу предсказания физико-химических свойств новых топлив или стандартного нефтяного топлива при применении присадок и добавок.

В Вятском государственном университете в сотрудничестве с Белорусской государственной сельскохозяйственной академией длительное время проводятся исследования работы автотракторных дизелей на дизельном топливе с добавками биотоплив [1–6].

Исследования на эту тему крайне слабо освещаются в литературе. Разработка новых способов смешения и растворения и математического описания воздействия соответствующих присадок и добавок в нефтяном топливе позволит значительно сократить время на разработку новых составов альтернативных топлив и предсказания их физико-химических свойств, что, в свою очередь, легче позволит довести рабочий процесс двигателя до совершенства при использовании новых альтернативных топлив. При применении стандартных углеводородных топлив с добавками или присадками различных видов альтернативных топлив возникает проблема оптимальной организации рабочего процесса. Даже при использовании стандартного нефтяного топлива достаточно затруднительно предсказать, как и насколько изменятся параметры рабочего процесса при изменении физико-химических свойств топлива, параметров камеры сгорания (КС), топливоподачи и т. д. Для альтернативных топлив эта область еще более не исследована.

Таким образом, использование новых видов топлива ставит задачу оптимизации рабочего процесса дизеля в зависимости от физико-химических свойств используемого альтернативного топлива. Одними из наиболее вероятных видов альтернативных топлив являются спирты, и прежде всего этанол.

Применение этанола в виде этанола-топливной эмульсии (ЭТЭ) накладывает некоторые ограничения. Непременным условием является высокая стабильность эмульсии [10], достаточная для приготовления ее заблаговременно либо непосредственно в топливной системе дизеля. Очевидно, что параметры работы топливного насоса и всей системы в целом должны оставаться неизменными или находиться в пределах допустимых регулировок. Кроме того, такая эмульсия не должна вызывать отказов в работе топливной системы дизеля.

В химическом составе дизельного топлива (ДТ) содержится от 13 до 19 молекул углерода и от 28 до 40 молекул водорода, в зависимости от места добычи нефти, расстояния перегонки нефти и нефтеперерабатывающего завода. Анализ выполненных исследований показал, что цетановое число (ЦЧ) зависит от содержания углерода. Чем меньше углерода, тем больше ЦЧ, поэтому ДТ обладает низким ЦЧ, примерно равным 40. В процессе сгорания топлива, если подходить с химической точки зрения, любое топливо под действием эффективного давления, нарастающего в конце такта сжатия, разбивает химическую формулу на несколько частей (сначала на две части, потом на три и т. д.) под действием доступа воздуха (кислорода) в цилиндр, и происходит процесс окисления каждой отдельной части. Исходя из этого можно сказать, что все молекулы, не прошедшие окисления до конца процесса сгорания, выделились в отработавших газах (ОГ). В дизельных двигателях основными ОГ, регламентированными Европейскими экологическими стандартами, являются ароматические углеводороды ( $C_nH_m$ ), сажа (С), оксиды углерода (СО), оксиды азота ( $NO_x$ ). Можно предположить, что содержание сажи в дизельном двигателе всегда будет выше, чем в бензиновом. Такой вывод можно сделать исходя из того, что в бензине содержание углерода составляет от 5 до 12 молекул, а время, необходимое на сгорание бензина и ДТ, примерно одинаковое.

Этанол имеет химическую формулу  $C_2H_5OH$  с содержанием двух атомов углерода и пяти атомов водорода. Этанол имеет очень высокое октановое число в пределах 105 по исследовательскому методу определения октанового числа. При смешивании этанола с ДТ для работы

на дизельном двигателе одним из важных параметров является цетановое число (ЦЧ), которое у этанола составляет 8 ед. Исходя из вышеизложенного можно сделать вывод о том, что чем больше ОЧ топлива, тем меньше ЦЧ и наоборот. Этанол является детонационностойким топливом по сравнению с бензином АИ-98 (экстра) и даже сжиженным углеводородным газом (СУГ). Кроме этого у этанола есть еще одно преимущество: присутствующий радикал ОН в химической формуле (составе) помогает дополнительному окислению – сгоранию. В момент реакции окисления с этанолом освобождается дополнительный кислород ( $O_2$ ), который в свою очередь может сжечь больше топлива. При этом теплота сгорания этанола (24 930 кДж) почти в два раза ниже, чем ДТ (42 500 кДж). Для нормального сгорания ДТ в экономичном режиме работы двигателя требуется соотношение воздуха и топлива 15:1 по массе, а для сгорания этанола при работе в экономичном режиме необходимо соотношение 6:1. В режиме максимальной мощности при переобогащении смеси соотношение для ДТ составляет 12:1, для этанола – 4:1.

Известно, что работа ДВС неизбежно сопровождается выбросами отработавших газов (ОГ), в которых обнаружено около 1200 компонентов, из них подробно изучено около 200 соединений. Наиболее опасными и подлежащими нормированию являются следующие вредные и токсичные вещества: оксиды азота ( $NO_x$ ), оксиды углерода (СО), суммарные углеводороды (СН), оксиды серы ( $SO_x$ ). Для дизелей дополнительно проводятся испытания по оценке содержания в ОГ дисперсных частиц (РМ), а также дымности ОГ. Все эти компоненты могут по разному влиять на здоровье людей, так как имеют различную токсичность и относятся к разным классам опасности, кроме того, количество и доля (процентное содержание) этих компонентов в ОГ различных двигателей также различны. Поэтому, используя только количественные характеристики выбросов ОГ, невозможно однозначно судить о том, содержание какой примеси является наиболее опасным в ОГ, какой из тестируемых двигателей является экологически более опасным либо более «чистым», каким образом оценить экологическую эффективность применения различных видов топлива и различных конструктивных решений, по какому математическому закону происходит изменение экологической опасности ОГ автомобиля в процессе его эксплуатации и т. д. Наибольшую опасность представляют оксиды азота, примерно в 10 раз более опасные, чем угарный газ, доля токсич-

ности альдегидов относительно невелика и составляет 4–5 % от общей токсичности выхлопных газов.

Влияние ЭТЭ (по количеству этанола) на содержание токсичных и вредных компонентов в ОГ дизеля в зависимости от нагрузки при частоте вращения  $1800 \text{ мин}^{-1}$  представлено на рис. 1.

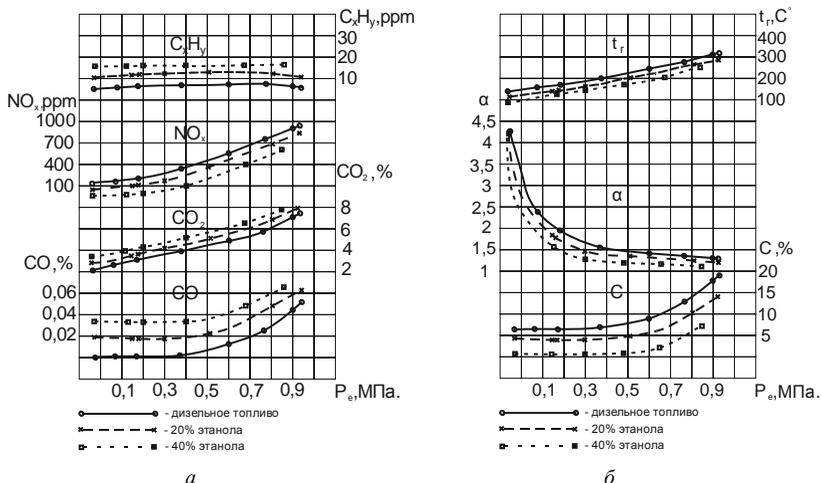


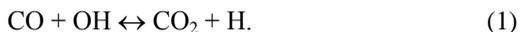
Рис. 1. Влияние состава ЭТЭ на экологические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от нагрузки при частоте вращения  $1800 \text{ мин}^{-1}$

Анализ графика (рис. 1, а) показывает, что содержание суммарных углеводородов  $C_xH_y$  в ОГ несколько возрастает при работе на эмульсии [7]. Решающее значение в этом случае оказывает ускорение процесса горения, снижение осредненной температуры цикла и, как следствие, температуры ОГ. В итоге на номинальном режиме  $p_e = 0,94$  МПа, концентрация  $C_xH_y$  увеличивается от 6 ppm для дизельного процесса до 11 и 17 ppm для случая с 20 и 40 % этанола в эмульсии соответственно. Как видно из графика, содержание окислов азота  $NO_x$  в ОГ уменьшается практически наполовину при работе на эмульсии. Так, на номинальном режиме при  $p_e = 0,94$  МПа концентрация  $NO_x$  в ОГ для дизельного процесса составляет 978 ppm, а для эмульсии, содержащей 20 % этанола на номинальном режиме при  $p_e = 0,94$  МПа, – 814 ppm, а с содержанием 40 % этанола, на номинальном режиме при  $p_e = 0,84$  МПа это значение равно 620 ppm. Согласно термической природе образования окислов азота  $NO_x$  (имеется в виду окись азота  $NO$  и двуокись азота  $NO_2$ ) их

эмиссия находится в прямой зависимости от содержания свободного кислорода в пламени при условии достаточно высокой его температуры. Снижение локальной и средней температур цикла в случае работы на эмульсии непосредственно обуславливает снижение эмиссии окислов азота. В то же время концентрация  $\text{NO}_x$  находится в прямой зависимости от величины нагрузки, так как параллельно с нагрузкой растет температура ОГ (рис. 1, б).

Характер кривых уровня концентрации  $\text{CO}$  и  $\text{CO}_2$  одинаковый как при работе на ДТ, так и на ЭТЭ. При увеличении нагрузки содержание  $\text{CO}$  и  $\text{CO}_2$  в ОГ возрастает. Так, при работе двигателя на ДТ при  $p_e = 0,1$  МПа содержание  $\text{CO}$  и  $\text{CO}_2$  соответственно равно 0 и 3 %, а при номинальном режиме  $p_e = 0,94$  МПа – 0,05 и 7 %. При добавлении в топливо этанола содержание в ОГ  $\text{CO}$  и  $\text{CO}_2$  увеличивается. Так, при  $p_e = 0,1$  МПа с содержанием этанола 20 и 40 % содержание в отработавших газах  $\text{CO}$  соответственно равно 0,02 и 0,03 %, а содержание  $\text{CO}_2$  – 3 и 4 %.

При номинальном режиме с содержанием этанола 20 и 40 % содержание в отработавших газах  $\text{CO}$  соответственно равно 0,06 и 0,06 %, а содержание  $\text{CO}_2$  – 8 и 8 %. Согласно классической схеме образования окиси ( $\text{CO}$ ) и двуокиси ( $\text{CO}_2$ ) углерода весь образующийся в пламени углерод окисляется в  $\text{CO}$  и лишь затем, при наличии кислорода, превращается в  $\text{CO}_2$ :



Так, увеличение нагрузки от  $p_e = 0,1$  МПа до  $p_e = 0,84$  МПа влечет за собой рост выброса сажи от 6,5 до 19 %, в то время как работа на эмульсии сопровождается меньшей эмиссией сажи во всем диапазоне нагрузок. Снижение, как и следовало ожидать, вызывается меньшей склонностью к дымлению спиртов в сравнении с ДТ.

Так, на номинальном скоростном режиме уменьшение выбросов сажи с ОГ составляет соответственно 14,5, и 6,4 % для случаев содержания в эмульсии 20 и 40 % этанола. Повышение содержания сажи в ОГ с повышением нагрузки, как при работе на ДТ, так и на ЭТЭ, обуславливается в первую очередь недостатком в воздухе кислорода воздуха, необходимого для окисления впрыснутого в цилиндр топлива. Полное сгорание топлива не обеспечивается, резко повышается температура газов в цилиндре. В условиях высокой температуры и недостатка кислорода несгоревшее топливо будет подвергаться пиролизу (термическому крекингу) с образованием твердых частиц углеводородов – сажи.

Таким образом, возникает необходимость в интегральной оценке токсичных и вредных веществ в ОГ [8]. Для интегральной (комплексной) оценки опасности каждого отдельно взятого токсичного и вредного вещества в ОГ двигателя предлагается использовать так называемую категорию опасности вещества – КОВ.

Категория опасности отработавших газов двигателя (КОА) является суммой категорий опасности различных токсичных и вредных веществ, входящих в состав ОГ, которая рассчитывается по формуле

$$КОА = \sum_1^n КОВ_i = \sum_1^m \left( \frac{M_i}{ПДК_i} \right), \quad (2)$$

где КОВ<sub>*i*</sub> – категория опасности *i*-го вещества, м<sup>3</sup>/с;

ПДК<sub>*i*</sub> – максимально-разовая предельно допустимая концентрация вещества, характеризующая его токсичность, г/м<sup>3</sup>;

*M<sub>i</sub>* – количество выбросов *i*-го вещества, г/с.

КОА выступает интегральной характеристикой экологической опасности отработавших газов двигателя как источника выбросов многих загрязняющих веществ в воздушную среду.

Настоящий подход позволяет:

1) суммировать категории опасности различных токсичных и вредных веществ, так как они имеют единый физический смысл и единую размерность (%). Благодаря этому можно определить общую опасность всех токсичных и вредных компонентов, выбрасываемых источником, с учетом их вредного количества и токсичности;

2) объективно сравнивать и однозначно оценивать экологическую опасность ОГ двигателей, работающих на различных топливах;

3) сравнивать экологическую опасность передвижного источника (трактора) с экологической опасностью стационарного источника (экологический класс «Евро-5»).

Для вычисления экологической опасности двигателя, работающего на различных топливах, потребуются значения токсичных компонентов в ОГ. В табл. 1 приведены значения для дизельного двигателя экологического стандарта «Евро-5», действующего в России с 1 января 2014 г.

Таблица 1. Экологические стандарты Евро-5 для дизельного двигателя, %

СО	NO <sub>x</sub>	СН	Взвешенные частицы (PM)	Итого
0,5	0,180	0,50	0,005	0,915

Размерность категории опасности вещества (%) означает некий виртуальный объем воздушной среды, требуемый для того, чтобы рассеять загрязняющие вещества, генерируемые источником с определенной объемной скоростью до безопасных концентраций. Следует отметить, что речь идет, конечно, о виртуальном, т. е. условном, объеме воздушной среды, потому что в реальности атмосферный воздух очищается не только за счет рассеивания вредных веществ в своем объеме (конвективная и молекулярная диффузия), но и за счет вымывания вредных веществ из атмосферы с осадками в виде дождя и снега.

Рассмотрим применение предложенного подхода на конкретном примере. Для этого используем данные результатов стендовых испытаний дизельного двигателя 4ЧН 11,0/12,5 (табл. 2).

Таблица 2. Показатели дымности и токсичности дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ , %

Вид топлива	СО	СН <sub>x</sub>	С	NO <sub>x</sub>
ДТ	0,05	0,0006	19	0,0978
80 % ДТ + 20 % этанола	0,06	0,0011	14,5	0,0814
60 % ДТ + 40 % этанола	0,06	0,0017	6,4	0,0620

Далее по уравнению (2), используя данные о количестве выбросов токсичных и вредных веществ с ОГ и значения максимально-разовых предельно допустимых концентраций этих веществ, определим категории их опасности:

$$\text{КОА}_{\text{ДТ}} = 0,05 + 0,0006 + 19 + 0,0978 = 19,1484 \text{ \%};$$

$$\text{КОА}_{\text{ДТ} + 20 \text{ \% этанола}} = 0,06 + 0,0011 + 14,5 + 0,0814 = 14,6425 \text{ \%};$$

$$\text{КОА}_{\text{ДТ} + 40 \text{ \% этанола}} = 0,06 + 0,0017 + 6,4 + 0,0620 = 6,5237 \text{ \%}.$$

Критерий экологической опасности отработавших газов двигателя  $K_a$  дает точное представление о том, как совокупная экологическая опасность всех вредных и токсичных компонентов ОГ какого-либо двигателя соотносится с опасностью отработавших газов двигателя-эталона, отвечающего нормативным требованиям европейских экологических стандартов. Рассчитывается данный критерий по формуле

$$K_a = \frac{\text{КОА}_j}{\text{КОА}_{\text{эталон}}}, \quad (3)$$

где –  $\text{КОА}_{\text{эталон}}$  – категория опасности двигателя-эталона;

$\text{КОА}_j$  – категория опасности тестируемого двигателя, находящегося в эксплуатации.

Подставляем суммированные значения токсичности в формулу (3) для каждого вида топлива:

$$K_{\text{дт}} = \frac{19,148}{0,915} = 21 \text{ экологический класс;}$$

$$K_{\text{дт} + 20 \% \text{ этанола}} = \frac{14,643}{0,915} = 16 \text{ экологический класс;}$$

$$K_{\text{дт} + 40 \% \text{ этанола}} = \frac{6,524}{0,915} = 7 \text{ экологический класс.}$$

По результатам расчета можно сделать следующие выводы:

1) применение ЭТЭ существенно снижает эмиссию в отработавших газах основных токсичных и вредных компонентов – сажи и оксидов азота. Это утверждение справедливо на всех исследуемых скоростных и нагрузочных режимах работы двигателя;

2) применение этанола в дизеле в чистом виде маловероятно. Наилучшие перспективы может иметь применение ЭТЭ. Однако свойства самого суммарного топлива при этом несколько изменяются – снижается его фильтруемость, снижается ЦЧ, требуется введение в состав присадок, повышающих ЦЧ и стабильность топлива;

3) использование этанола в качестве моторного топлива требует внесения конструктивных изменений в систему регулирования топливopодачи [9, 10].

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Карташевич, А. Н. Изучение свойств и разработка возобновляемых источников энергии на основе этанола / А. Н. Карташевич // Улучшение эксплуатационных показателей сельскохозяйственной энергетики: материалы IX Междунар. науч.-практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение», Киров, 2 февр. 2016 г. / ФГБОУ ВО «Вят. гос. с.-х. акад.»; редкол.: В. Г. Мохнаткин [и др.]. – Киров, 2016. – С. 120–123.

2. Плотников, С. А. Создание новых видов альтернативных топлив на основе этанола / С. А. Плотников, М. В. Смольников // Общество. Наука. Инновации: материалы науч.-практ. конф., Киров, 18–29 апр. 2016 г. / Вят. гос. ун-т. – Киров, 2016. – С. 1358–1362.

3. Плотников, С. А. Стабильность новых видов альтернативных топлив на основе этанола / С. А. Плотников, М. В. Смольников // Общество. Наука. Инновации: материалы науч.-практ. конф., Киров, 1–29 апр. 2017 г. / Вят. гос. ун-т. – Киров, 2017. – С. 1869–1874.

4. Карташевич, А. Н. Исследование свойств новых топлив на основе этанола / А. Н. Карташевич, С. А. Плотников, М. В. Смольников // Вестн. Белорус. гос. с.-х. акад. – 2017. – № 1. – С. 114–117.

5. Смольников, М. В. Расчет параметров ДВС при работе на альтернативных топливах с использованием программного комплекса / М. В. Смольников, А. А. Князев, П. А. Черемисинов // Общество. Наука. Инновации: материалы науч.-практ. конф., Киров, 18–29 апр. 2016 г. / Вят. гос. ун-т. – Киров, 2016. – С. 1389–1393.

6. Модернизация системы питания тракторного дизеля 4ЧН 11,0/12,5 для работы на этаноле-топливной эмульсии / С. А. Плотников [и др.]. // Молочнохозяйственный вестник. – 2017. – № 2. – С. 110–118.

7. Плотников, С. А. Исследование показателей работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5, работающего на этанолосодержащем топливе / С. А. Плотников, М. В. Смольников // Будущее технической науки: материалы XVI Междунар. молодежн. науч.-техн. конф., Н. Новгород, 26 мая 2017 г. / НГТУ им. Р. Е. Алексеева. – Н. Новгород, 2017. – С. 409–410.

8. Плотников, С. А. Оценка экологической эффективности применения этанола в качестве альтернативного топлива / С. А. Плотников, М. В. Смольников // Актуальные направления научных исследований XXI века: Теория и практика: материалы заоч. науч.-практ. конф. / ООО ИПЦ «Научная книга». – Воронеж, 2015. – № 4. – Ч. 1 (15-1). – С. 93–97.

9. Система регулирования многотопливного дизеля: пат. 2565383 РФ, МКИ<sup>7</sup>F02D 1/04, 1/10 / С. А. Плотников, М. В. Смольников; заявитель Вят. гос. ун-т. – 2014121775/06; заявл. 28.05.2014; опубл. 20.10.2015 // Офиц. бюл. – 2015. – № 29.

10. Смеситель топлив // Заявка на выдачу патента РФ № 2017108583/17(014966) от 14.03.2017 / С. А. Плотников, А. Н. Карташевич, М. В. Смольников, П. Н. Черемисинов, К. П. Мельников.

УДК 621.43.057

## **ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ВЯЗКОСТИ СМЕСЕВОГО ТОПЛИВА**

Ш. В. БУЗИКОВ, канд. техн. наук, доцент;

И. С. КОЗЛОВ, аспирант

Вятский государственный университет,  
г. Киров, Российская Федерация;

М. Н. ВТЮРИНА, канд. хим. наук, доцент

ФГБОУ ВО «Вятская государственная сельскохозяйственная академия»,  
г. Киров, Российская Федерация

В настоящее время огромный интерес проявляется к топливу, получаемому из возобновляемого растительного сырья, запасы которого являются практически неисчерпаемыми [1–4]. В первую очередь это топливо на основе растительных масел [5, 6].

Прямое использование растительных масел в дизелях затруднено вследствие разных физико-механических свойств жирных кислот, входящих в его состав, и нефтяных топлив [7, 8].

Основным недостатком рапсового масла в сравнении с дизельным топливом является высокая кинематическая вязкость [9, 10].

В ВятГУ были проведены экспериментальные исследования по определению кинематической вязкости топливной композиции в зависимости от содержания депрессорно-диспергирующих присадок и до-

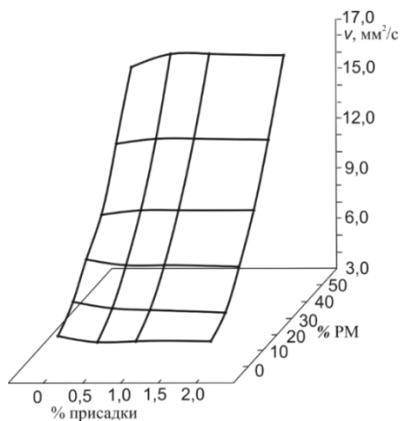
ли рапсового масла. Топливная композиция состояла из рапсового масла, дизельного топлива и депрессорно-диспергирующей присадки.

Результаты проведенных экспериментальных исследований по определению кинематической вязкости топливной композиции представлены в таблице.

**Результаты экспериментальных исследований по определению кинематической вязкости топливной композиции**

Содержание рапсового масла, %	Процент содержания присадки «Дифрон LT345»			
	0	0,5	1	2
0	4,872	4,392	4,433	4,444
10	5,812	5,437	5,375	5,289
20	7,490	7,255	7,205	7,091
30	9,253	9,497	9,401	9,445
40	12,476	12,839	12,819	12,769
50	16,087	16,858	16,854	16,700
Содержание рапсового масла, %	Процент содержания присадки «Дифрон Н372»			
	0	0,5	1	2
0	4,524	4,492	4,455	4,405
10	6,008	5,945	5,873	5,811
20	7,885	7,739	7,633	7,123
30	10,264	10,096	9,984	9,860
40	13,899	13,468	13,270	12,968
50	17,894	17,692	17,400	16,980

Графические зависимости влияния процентного содержания депрессорно-диспергирующих присадок «Дифрон LT345» и «Дифрон Н372», а также наличия доли рапсового масла представлены на рис. 1.



*a*

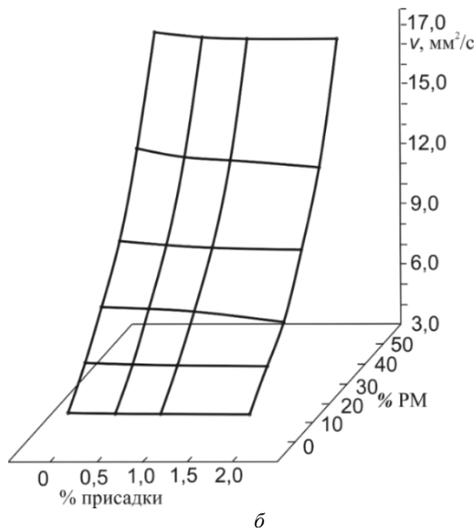


Рис. 1. Зависимости влияния процентного содержания присадок «Дифрон LT345» (а); «Дифрон Н372» (б) в топливных композициях на кинематическую вязкость

Анализ полученных зависимостей (рис. 1) показывает, что с увеличением процентного содержания рапсового масла в топливной композиции от 0 до 50 % независимо от наличия присадок кинематическая вязкость увеличивается с 4,524–4,872 до 16,087–17,894 мм<sup>2</sup>/с. При увеличении процента содержания присадок в топливной композиции характер изменения кинематической вязкости неоднозначный. Так, при увеличении содержания присадки «Дифрон LT345» от 0 до 2 % и содержания рапсового масла от 0 до 20 % наблюдается снижение кинематической вязкости на 0,2–0,5 мм<sup>2</sup>/с, однако при увеличении доли рапсового масла до 50 % происходит увеличение кинематической вязкости на 0,2–0,7 мм<sup>2</sup>/с.

При использовании другой присадки – «Дифрон Н372» – характер изменения кинематической вязкости имеет более линейный характер. Во всем диапазоне содержания доли рапсового масла и при увеличении концентрации самой присадки имеет место снижение кинематической вязкости на 0,1...0,9 мм<sup>2</sup>/с.

На основании проведенного анализа применения двух депрессорно-диспергирующих присадок для топливной композиции, состоящей из смеси дизельного топлива и рапсового масла, с учетом уровня их вли-

яния на кинематическую вязкость можно сделать вывод о том, что наиболее предпочтительным оказалась присадка «Дифрон Н372». Характер оказываемого влияния концентрации данной присадки в топливной композиции на кинематическую вязкость наиболее линеен. А также применение данной присадки показало наибольшее снижение кинематической вязкости исследуемой топливной композиции с различным содержанием рапсового масла.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Исследование работы автотракторного дизеля 4ЧН 11,0/12,5 на смесях дизельного топлива с рапсовым маслом / С. А. Плотников [и др.] // Молочнохозяйственный вестник. – 2017. – № 1. – С. 110–118.
2. Карташевич, А. Н. Показатели работы тракторного дизеля на рапсовом масле / А. Н. Карташевич, В. С. Товстыка, С. А. Плотников // Двигателестроение. – 2011. – № 2. – С. 39–41.
3. Карташевич, А. Н. Оптимизация параметров топливоподачи тракторного дизеля для работы на рапсовом масле / А. Н. Карташевич, В. С. Товстыка, С. А. Плотников // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – № 3. – С. 13–16.
4. Определение количественных характеристик двигателя бытовой электростанции при использовании генераторного газа в качестве альтернативного топлива / С. А. Плотников [и др.] // Проблемы региональной энергетики [Электронный ресурс]. – № 2 (34). – 2017 – С. 106–112. – Режим доступа: [journal.ie.asm.md/assets/files/12\\_02\\_34\\_2017.pdf](http://journal.ie.asm.md/assets/files/12_02_34_2017.pdf). – Дата доступа: 02.08.2017.
5. Kuimov, E. A. Evaluation of the economic efficiency of various alternative fuels in transport / E. A. Kuimov, S. A. Plotnikov // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 150. – P. 1209–1214.
6. Плотников, С. А. Создание новых альтернативных топлив [Электронный ресурс] / С. А. Плотников // Концепт. – 2014. – № 10. – Режим доступа: <http://e-koncept.ru/2014/14621.htm>.
7. Карташевич, А. Н. Оценка дымности и токсичности тракторного дизеля при работе на рапсовом масле / А. Н. Карташевич, В. С. Товстыка, С. А. Плотников // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – № 9. – С. 11–13.
8. Расчет тяговых показателей колесного трактора при работе на смесевом топливе на основе рапсового масла / А. Н. Карташевич [и др.] // Наука – Технология – Ресурсосбережение: материалы IX Междунар. науч.-практ. конф., Киров, 2 февр. 2016 г. / ФГБОУ ВО «Вят. гос. с.-х. акад.»; редкол.: В. Г. Мохнаткин [и др.]. – Киров, 2016. – С. 129–132.
9. Плотников, С. А. Влияние присадок на кинематическую вязкость топлив на основе рапсового масла / С. А. Плотников, П. Н. Черемисинов // Общество. Наука. Инновации: материалы науч.-практ. конф., Киров, 18–29 апр. 2016 г. / Вят. гос. ун-т. – Киров, 2016. – С. 1378–1382.
10. Плотников, С. А. Недостатки применения топлив на основе рапсового масла в дизельных двигателях / С. А. Плотников, П. Н. Черемисинов // Актуальные направления научных исследований XXI века: Теория и практика: материалы заоч. науч.-практ. конф. / ООО ИПЦ «Научная книга». – Воронеж, 2015. – № 4. – Ч. 1 (15-1). – С. 97–101.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОРИСТОСТИ УГЛЕРОДНЫХ МАТЕРИАЛОВ

А. Н. КАРТАШЕВИЧ, доктор техн. наук, профессор;

В. Г. КОСТЕНИЧ, канд. техн. наук, доцент;

А. В. ГОРДЕЕНКО, канд. техн. наук, доцент

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия,

г. Горки, Республика Беларусь

Надежность машин, применяемых в различных отраслях народного хозяйства, в большой степени обусловлена надежностью двигателей внутреннего сгорания (ДВС), являющихся наиболее распространенными энергетическими установками. Многолетний опыт создания и эксплуатации ДВС подтверждает, что двигатели подвергаются главным образом абразивному изнашиванию, которое составляет 50–60 % от всех видов изнашивания [1]. Поэтому одним из главных условий повышения долговечности, надежности и безотказности работы двигателей является надежная защита пар трения от абразивных частиц на всех режимах работы двигателя, которая может быть достигнута за счет применения более совершенных маслоочистителей из современных фильтрующих материалов.

Опыт мировой и отечественной практики показывает, что наиболее эффективными и надежными средствами очистки масла являются бумажные фильтрующие элементы с укладкой фильтрующей шторы в форме многолучевой звезды [2]. Однако им также присущи некоторые недостатки. Так, например, при запуске непрогретого двигателя резко возрастает вероятность открытия перепускного клапана фильтра или прорыва фильтрующей шторы из-за высокой вязкости холодного масла, что может привести к поступлению неочищенного масла в масляную магистраль двигателя [3]. Проворачивание вкладышей подшипников, задиры шеек коленчатого вала, аварийное изнашивание деталей двигателя – вот далеко не полный перечень последствий некачественной очистки моторного масла, приводящих к необходимости проведения дорогостоящих ремонтов.

Для устранения вышеперечисленных недостатков нами разработан полнопоточный фильтр для очистки масла в ДВС с фильтрующими элементами из углеродных тканей. Углеродные ткани обладают большой прочностью на разрыв, высокой химической стойкостью в агрессивных средах, хорошей тепло- и электропроводностью, стойки к воз-

действию высоких температур. При использовании фильтрующих элементов из углеродных тканей появляется возможность их регенерации и многократного использования [4].

С целью подбора углеродных тканей для очистки масла в ДВС были проведены исследования по определению пористости углеродных тканей «Бусофит Т-04», «Бусофит ТМ-055» и «Карбопон». Пористость является одним из основных свойств фильтрующих материалов (ФМ), обеспечивающих их фильтрующую способность, и определяется отношением объема пор  $V_{\text{п}}$  к полному объему пористого тела  $V$ :

$$\Pi = \frac{V_{\text{п}}}{V}. \quad (1)$$

Пористость ФМ может быть определена как расчетным методом, так и экспериментально – методом пропитки, гидростатического взвешивания и др. [5].

При определении пористости ФМ расчетным методом находили ее из выражения

$$\Pi = 1 - \frac{m_1}{V\rho_{\text{к}}} = 1 - \frac{m_1}{S\delta\rho_{\text{к}}}, \quad (2)$$

где  $m_1$  – масса сухого образца;

$V$  – объем образца;

$\rho_{\text{к}}$  – плотность компактного материала;

$S$  – площадь образца;

$\delta$  – толщина образца.

Плотность компактного материала углеродных тканей определяли с помощью пикнометра 2-го класса точности объемом 100 мл (ГОСТ 1770-74). Для этого на весах ВЛР-200 (ГОСТ 19491-74) производили взвешивание с точностью до 0,001 г пустого пикнометра, пикнометра, заполненного материалом (углеродной тканью), и пикнометра, заполненного материалом и жидкостью до отметки 100 мл. В качестве испытательной жидкости использовался «Нефрас С4-150/200» (ТУ 38 1011026-85) плотностью  $\rho = 784 \text{ кг/м}^3$ . Затем по результатам взвешивания определяли плотность компактного материала углеродных тканей из выражения

$$\rho_{\text{к}} = \frac{m_{\text{пм}} - m_{\text{п}}}{V_{\text{п}} - \frac{m_{\text{пмж}} - m_{\text{пм}}}{\rho_{\text{ж}}}}, \quad (3)$$

где  $m_{\text{пм}}$  – масса пикнометра с материалом;

$m_{\text{п}}$  – масса пустого пикнометра;

$V_{\text{п}}$  – объем пикнометра;

$m_{\text{пмж}}$  – масса пикнометра с материалом и жидкостью.

При использовании метода пропитки, пористость находили из выражения [5]

$$\Pi = 1 - \frac{m_2 - m_1}{V \rho_{\text{ж}}} = 1 - \frac{m_2 - m_1}{S \delta \rho_{\text{ж}}}, \quad (4)$$

где  $m_2$  – масса образца, пропитанного жидкостью;

$m_1$  – масса сухого образца;

$V$  – объем образца;

$\rho_{\text{ж}}$  – плотность жидкости;

$S$  – площадь образца;

$\delta$  – толщина образца.

Заполнение всех пор смачивающей жидкостью достигалось осуществлением пропитки ФМ в вакууме [5]. Схема установки для пропитки в вакууме приведена на рис. 1. Установка состоит из герметично закрывающегося сосуда 1, вакуумного насоса 2, вакуумметра 3, кранов 4 и 5, резервуара с жидкостью 6, соединительных трубопроводов 7 и исследуемого образца 8.

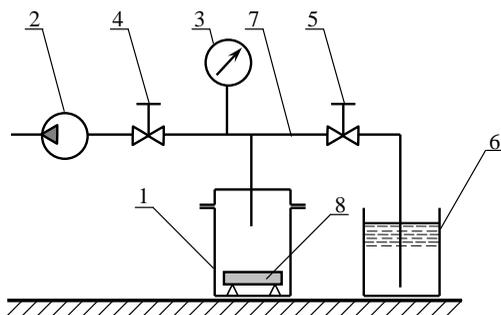


Рис. 1. Схема установки для пропитки фильтрующих материалов в вакууме

Установка работает следующим образом. Исследуемый образец 8 для пропитки помещают в герметичный сосуд 1, включают вакуумный насос 2 и открывают кран 4 (кран 5 закрыт). При достижении в сосуде величины разрежения  $P_{\text{вак}} = 0,1$  МПа перекрывают кран 4, отключают вакуумный насос и открывают кран 5. Пропитывающая жидкость из

резервуара *b* потечет в сосуд *1* и под действием атмосферного давления пропитает исследуемый образец *8*.

При определении пористости образцов тканей методом гидростатического взвешивания в отличие от метода пропитки после заполнения пор исследуемых образцов водой дополнительно определяли вес образцов в воде, а пористость рассчитывали по формуле [5]

$$П = \frac{m_2 - m_1}{m_2 - m_3}, \quad (5)$$

где  $m_2$  – масса образца, пропитанного жидкостью;

$m_1$  – масса сухого образца;

$m_3$  – масса образца в воде.

Результаты измерений и полученные различными методами значения пористости для исследуемых образцов углеродных тканей приведены в таблице.

**Результаты измерений и значения пористости для исследуемых образцов углеродных тканей**

Определяемые параметры	Бусофит Т-04	Бусофит ТМ-055	Карбопон
Площадь образца, см <sup>2</sup>	500	500	500
Толщина образца, см	0,065	0,195	0,175
Вес сухого образца, $m_1$ , г	12,239	35,311	17,239
Вес образца, пропитанного водой, $m_2$ , г	35,557	126,611	89,976
Вес образца в воде, $m_3$ , г	4,742	13,885	5,874
Пористость по методу гидростатического взвешивания	0,76	0,81	0,86
Пористость, определенная расчетным методом	0,78	0,79	0,88
Пористость по методу пропитки	0,72	0,93	0,83

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Рыбаков, К. В. Очистка воздуха, топлив и масел от загрязнений – одно из важнейших направлений повышения надежности и ресурсов ДВС / К. В. Рыбаков, Ю. В. Микулин // Двигателестроение. – 1985. – № 7. – С. 3.
2. Разработка фильтрующих элементов для очистки масла, топлива и воздуха в дизельных двигателях «Воля-Н» / Р. Р. Мануков [и др.] // Двигателестроение. – 1985. – № 7. – С. 24.

3. Костенич, В. Г. Анализ способов очистки масла в двигателях внутреннего сгорания / В. Г. Костенич // Механизация мелиоративных работ: сб. науч. тр. – Горки: БСХА, 1997. – С. 18–23.

4. Костенич В. Г. Регенерируемый фильтр для очистки масла в двигателях внутреннего сгорания / В. Г. Костенич // Молодежь, наука, аграрное образование и производство: сб. науч. тр. – Витебск, 1999. – С. 119–120.

5. Витязь, П. А. Фильтрующие материалы: свойства, области применения, технология изготовления / П. А. Витязь, В. М. Капцевич, Р. А. Кусин; НИИ порошковой металлургии. – Минск, 1999. – 303 с.

УДК 621.436.004+665.753.4

## **РАСЧЕТ ПОДОГРЕВАТЕЛЯ ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЯ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ**

А. Н. КАРТАШЕВИЧ, доктор техн. наук, профессор;

А. В. ГОРДЕЕНКО, канд. техн. наук, доцент;

В. Г. КОСТЕНИЧ, канд. техн. наук, доцент

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,

г. Горки, Республика Беларусь

Низкая температура в системе питания дизеля вызывает выпадение из топлива высокоплавких углеводородов в виде кристаллов различной формы [1], которые способны забивать фильтрующие элементы, узкие места топливопроводов и штуцеров.

В настоящее время существует три способа, предотвращающих это нежелательное явление:

1) воздействием на свойства дизельного топлива в процессе его производства и потребления;

2) адаптацией конструкции топливной системы дизеля к отрицательным температурам;

3) созданием условий, смягчающих негативное воздействие внешних факторов как на работу агрегатов топливоподающей системы, так и на свойства самого топлива.

Первая группа в основном сводится к добавлению депрессорных присадок, которые повышают текучесть и прокачиваемость топлив при низких температурах. Однако эффективность действия депрессорных присадок зависит от их концентрации в топливе, его углеводородного состава и наличия в нем асфальто-смолистых веществ. Ввод присадок в дизельное топливо с присутствием воды, которая всегда содержится в условиях эксплуатации, неблагоприятно сказывается на эффективности их применения. Поэтому эффект от депрессорных

присадок в реальных условиях всегда оказывается ниже, чем при специальных целевых испытаниях.

Вторая группа направлена на улучшение низкотемпературной прокачиваемости дизельного топлива. Реализация программы IGF-3 европейского координационного совета по совершенствованию методов испытаний смазок и моторных топлив позволит лишь определить арсенал средств улучшения работоспособности дизельных топлив при низких температурах, а также количественно оценить влияние того или иного фактора.

Третья группа может реализоваться как на стадии создания дизельных установок (размещение агрегатов в местах, защищенных от обдува холодным воздухом), так и в эксплуатации. Однако самый радикальный способ этой группы – подогрев топлива. Замерзшее топливо можно восстановить для эксплуатации, только отогрев его. Других методов не существует. Применение электроподогревателя позволяет решить проблемы как прокачиваемости, так и фильтруемости дизельного топлива. Кроме того, подогрев топлива позволит снизить выброс вредных веществ в атмосферу с отработавшими газами и расход топлива дизелем, поскольку улучшается процесс сгорания.

Для обеспечения работоспособности топливной системы дизеля в условиях отрицательных температур нами предложен ряд электронагревательных устройств [2, 3], предназначенных для плавления кристаллов *n*-алканов в топливе и установленных на линии низкого давления. В работе [4] определена минимальная температура топлива, до которой возможно нормальное функционирование топливной системы работающего дизеля. Однако наиболее критическим моментом в работе дизельного двигателя при низких температурах является его пуск. Это связано с тем, что концентрация кристаллов в топливе перед пуском дизеля максимальна из-за их малой кинетической энергии молекул.

Для гарантированного пуска дизеля в условиях низких температур (ниже температуры помутнения топлива) необходимо предварительно обеспечить разогрев электронагревательного элемента. В данной работе определим время, за которое электронагревательный элемент разогревается до необходимой температуры  $T_H$  в неподвижном объеме топлива при постоянной силе тока  $I$ , если в начальный момент времени температура нагревательного элемента  $T_H$  и температура топлива  $T_T$  равны.

Количество теплоты, выделившееся в нагревательном элементе  $dQ_H$  при прохождении тока величиной  $I$  за время  $d\tau$ , определяется выражением

$$dQ_H = dQ_M + dQ_O, \quad (1)$$

где  $dQ_M$  – количество теплоты, идущее на изменение теплосодержания материала нагревательного элемента за время  $d\tau$ ;

$dQ_O$  – количество теплоты, отдаваемое нагревательным элементом дизельному топливу за время  $d\tau$ .

По закону Джоуля – Ленца за время  $d\tau$  в нагревательном элементе выделяется количество теплоты, которое можно определить по формуле

$$dQ_H = I^2 R_H d\tau, \quad (2)$$

где  $R_H$  – электрическое сопротивление нагревательного элемента – функция, линейно зависящая от температуры:

$$R_H = R_{293} [1 + \alpha(T_H - 293)], \quad (3)$$

где  $R_{293}$  – сопротивление нагревательного элемента при температуре 293 К;

$\alpha$  – термический коэффициент сопротивления материала нагревательного элемента.

Количество теплоты, идущее на изменение теплосодержания материала нагревательного элемента за время  $d\tau$ , определяется по формуле

$$dQ_M = C_M m_H \left( \frac{dT_H}{d\tau} \right) d\tau, \quad (4)$$

где  $C_M$  – теплоемкость материала нагревательного элемента;

$m_H$  – масса нагревательного элемента.

Количество теплоты, отдаваемое за время  $d\tau$  дизельному топливу, определяется по формуле

$$dQ_O = \alpha_H (T_H - T_T) A d\tau, \quad (5)$$

где  $\alpha_H$  – коэффициент теплоотдачи от нагревательного элемента дизельному топливу в неподвижном объеме;

$A$  – площадь теплообмена.

Решив дифференциальное уравнение (1), после определенных преобразований получим

$$\frac{C_M m_H}{I^2 R_{293} \alpha - \alpha_H A} \ln \left[ I^2 R_{293} (1 - 293\alpha) + T_H (I^2 R_{293} \alpha - \alpha_H A) + \alpha_H A T_T \right] = \tau + C, \quad (6)$$

где  $C$  – постоянная интегрирования.

С учетом начальных условий ( $\tau = 0$ ;  $T_H = T_T$ )

$$C = \frac{C_M m_H}{I^2 R_{293} \alpha - \alpha_H A} \ln \left[ I^2 R_{293} (1 - 293\alpha) + I^2 R_{293} \alpha T_T \right]. \quad (7)$$

После подстановки формулы (7) в выражение (6) получим

$$\tau = \frac{C_M m_H}{F} \ln \frac{P + T_H F + \alpha_H A T_T}{P + I^2 R_{293} \alpha T_T}. \quad (8)$$

В формуле (8) обозначено

$$F = I^2 R_{293} \alpha - \alpha_H A \quad (9)$$

и

$$P = I^2 R_{293} (1 - 293\alpha). \quad (10)$$

По формуле (8) может быть определено время предпусковой работы подогревателя для обеспечения бесперебойной подачи дизельного топлива к топливному насосу высокого давления при пуске дизеля.

Коэффициент теплоотдачи определяем из формулы

$$\alpha_H = \frac{Nu \lambda_T}{l_o}, \quad (11)$$

где  $Nu$  – число Нуссельта;

$\lambda_T$  – коэффициент теплопроводности дизельного топлива;

$l_o$  – характерный линейный размер нагревательного элемента.

Число Нуссельта для замкнутого объема в цилиндре определяется по формуле [5]

$$Nu = 0,52 Ra^{0,25}, \quad (12)$$

где  $Ra$  – число Рэлея.

Число Рэлея определяется по формуле [5]

$$Ra = \frac{g l_o c \rho_T}{\nu \lambda_T} \psi \Delta T, \quad (13)$$

где  $c$  – средняя теплоемкость дизельного топлива в интервале  $\Delta T$ ;

$\rho_T$  – плотность дизельного топлива;

$\nu$  – кинематическая вязкость дизельного топлива;

$\psi$  – коэффициент объемного термического расширения дизельного топлива;

$\Delta T$  – характерная разность температур.

Необходимая температура нагревательного элемента  $T_H$ , до которой должен быть произведен разогрев, определяется исходя из того, что при максимальной скорости дизельного топлива на входе в нагревательный элемент с начальной температурой  $T_T$  оно должно иметь требуемую температуру  $T_B$  на выходе.

$$T_H = \frac{Ac_T \rho_T V (T_B - T_T) + \bar{\alpha}_H A T_T}{\bar{\alpha}_H A}, \quad (14)$$

где  $V$  – максимальная скорость дизельного топлива при прохождении его через нагревательный элемент;

$\bar{\alpha}_H$  – средний коэффициент теплоотдачи от нагревательного элемента к дизельному топливу при скорости  $V$ ;

$c_T$  – текущая теплоемкость дизельного топлива;

$T_B$  – требуемая температура, до которой должно быть нагрето дизельное топливо (определена в работе [4]).

$$T_B \geq \frac{1}{\beta} \ln \frac{\nu_o (N + 64IV_{TP})}{2d_{TP}^2 \left( M + \frac{P_{BAK}}{\rho_T} + R - K \right)} + T_T. \quad (15)$$

В формуле (15) обозначено

$$N = d_{TP}^2 \sum_{i=1}^n \frac{V_i A_i}{l_{oi}}, \quad (16)$$

$$M = g(H + Z_1 - Z_2), \quad (17)$$

$$R = V_2^2 \left( \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} - 1 \right), \quad (18)$$

$$K = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \xi_{KB,i} V_i^2, \quad (19)$$

где  $\beta$  – коэффициент, значение которого для дизельного топлива изменяется в пределах 0,025...0,030 [5];

$\nu_o$  – кинематическая вязкость дизельного топлива при +20 °C (293 K);

$l$  – суммарная длина трубопроводов от бака до топливоподкачивающего насоса;  
 $d_{\text{ТР}}$  – диаметр трубопровода;  
 $V_{\text{ТР}}$  – средняя скорость движения топлива по трубопроводам;  
 $P_{\text{ВАК}}$  – максимальное вакуумметрическое давление, создаваемое топливоподкачивающим насосом;  
 $V_i$  – средняя скорость топлива в  $i$ -ом гидравлическом сопротивлении;  
 $A_i$  – коэффициент  $i$ -го сопротивления;  
 $l_{oi}$  – определяющий размер  $i$ -го местного сопротивления;  
 $H$  – высота столба топлива в баке;  
 $Z_1, Z_2$  – соответственно высота расположения выхода из топливного бака и входа в топливоподкачивающий насос;  
 $V_2$  – скорость топлива на входе в топливоподкачивающий насос;  
 $\omega_1, \omega_2$  – площади потока на выходе из топливного бака и на входе в топливоподкачивающий насос;  
 $\xi_{\text{КВ},i}$  – коэффициент местного  $i$ -го сопротивления квадратичной области.

В результате расчетов по формуле (8) с учетом выражений (15), (14) и (11) построена зависимость для определения требуемого времени предпусковой работы подогревателя [3], установленного в фильтре грубой очистки дизеля Д-243, работающего на топливе ДТ-Л-К (сорт С по СТБ 1658-2015) с температурами помутнения и застывания  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  соответственно (рис. 1). Сила тока в цепи подогревателя составляет 10 А, напряжение между контактами – 12 В.

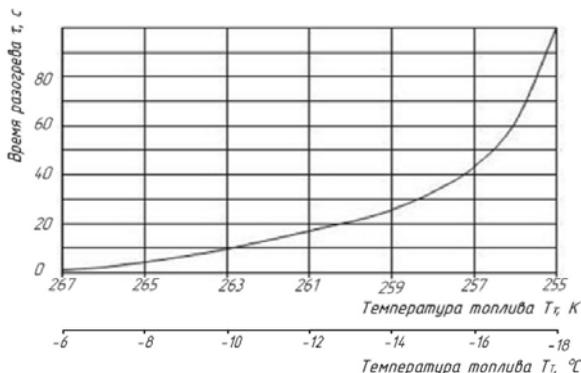


Рис. 1. Зависимость времени предпусковой работы подогревателя заданной мощности от температуры топлива

Согласно кривой, представленной на рис. 1, время предпускового включения подогревателя для температуры топлива 265 К составляет 5 с, увеличивается до 45 с при температуре 257 К, дальнейшее снижение температуры ведет к резкому нарастанию времени разогрева. При температуре топлива 268 К (температура помутнения топлива) предпусковое включение подогревателя не требуется.

Аналогичные кривые могут быть рассчитаны для разных марок дизелей с использованием подогревателей в различных местах топливной системы и для конкретных сортов топлива. Таким образом, вышеизложенная методика может быть использована при конструировании различных электроподогревателей топливных систем дизелей.

**Выводы.** В работе получена теоретическая зависимость, позволяющая определить время предпусковой работы подогревателя, установленного в топливной системе дизеля, для обеспечения гарантированного пуска.

На основании представленной методики произведен расчет времени предпускового включения электроподогревателя, установленного в фильтре грубой очистки дизеля Д-243, работающего на топливе ДТ-Л-К (сорт С по СТБ 1658–2015).

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Карташевич, А. Н. Улучшение пусковых качеств автотракторных дизелей в зимний период эксплуатации: монография / А. Н. Карташевич [и др.] – Горки: БГСХА, 2005. – 172 с.
2. Система облегчения работы дизеля при низких температурах: пат. 1766 Респ. Беларусь, МПК F 02M 31/00, F02N 17/00 / А. Н. Карташевич, А. В. Гордеенко, Д. С. Разинкевич; заявитель Белорус. гос. с.-х. акад. – № u 20040127; заявл. 22.03.2004; опубл. 30.03.2005 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2005. – № 1. – С. 51.
3. Система защиты топливной аппаратуры дизеля: пат. 1767 Респ. Беларусь, МПК F 02B 77/00 / А. Н. Карташевич, А. В. Гордеенко, Д. С. Разинкевич; заявитель Белорус. гос. с.-х. акад. – № u 20040128; заявл. 22.03.2004; опубл. 30.03.2005 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2005. – № 1. – С. 52.
4. Карташевич, А. Н. Определение пределов работоспособности топливной системы дизеля при отрицательных температурах / А. Н. Карташевич, В. С. Бранцевич, А. В. Гордеенко // Engineering. Mokslo darbai. – Kaunas: Akademija, 1996. – С. 131–138.
5. Кутателадзе, С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: справ. пособие / С. С. Кутателадзе. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.

## **АНАЛИЗ СИСТЕМ СМАЗКИ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННЫХ ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС»**

Р. В. БОГАТЫРЕВ, магистрант  
УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,  
г. Горки, Республика Беларусь

В настоящее время практически каждое сельскохозяйственное предприятие Республики Беларусь в составе машинно-тракторного парка имеет энергонасыщенные тракторы марки «Беларус», которые предназначены для выполнения энергоемких сельскохозяйственных работ в тяговом и тягово-приводном режимах в составе широкозахватных и комбинированных агрегатов.

На энергонасыщенных тракторах «Беларус» устанавливаются двигатели семейства Д-260 производства ОАО «Минский моторный завод», BF06M1013FC, TCD 2013 L06 4V и TCD7,8L6 фирмы «Deutz», International DTA 530E (I-308) фирмы «DaimlerChrysler Powersystems» (ранее «Detroit Diesel»), а также QSL9 фирмы «Cummins» [1].

Система смазки данных двигателей имеет существенные отличия, в результате чего стенды, разработанные для отечественных двигателей, не позволяют проводить диагностирование и ремонт элементов гидросистем зарубежных двигателей, поэтому необходимо выполнить анализ систем смазки дизельных двигателей, устанавливаемых на энергонасыщенных тракторах «Беларус».

Дизельные двигатели семейства Д-260 имеют комбинированную систему смазки: часть деталей смазывается под давлением, часть – разбрызгиванием [2]. Подшипники коленчатого и распределительного валов, втулки промежуточной шестерни, шатунные подшипники коленчатого вала пневмокомпрессора, механизм привода клапанов и подшипник вала турбокомпрессора смазываются под давлением от масляного насоса.

Гильзы, поршни, поршневые пальцы, штанги, толкатели, кулачки распределительного вала и детали топливного насоса смазываются разбрызгиванием.

Система смазки состоит из масляного насоса, масляного фильтра с бумажным фильтрующим элементом, центробежного масляного фильтра, жидкостно-масляного теплообменника.

Масляный насос шестеренчатого типа, односекционный, крепится болтами к блоку цилиндров. Привод масляного насоса осуществляется

от шестерни, установленной на коленчатом валу. В масляном насосе имеется перепускной клапан, который при повышении давления выше 0,7–0,75 МПа перепускает масло из полости нагнетания в полость всасывания. Регулировка давления срабатывания перепускного клапана производится на стенде с помощью регулировочных шайб.

Масляный насос забирает масло из масляного картера и по каналам в блоке цилиндров подает его в полнопоточный масляный фильтр с бумажным фильтрующим элементом. Часть масла поступает в центробежный масляный фильтр для очистки и последующего слива в картер.

Фильтрующий элемент масляного фильтра имеет нерегулируемый перепускной клапан. В случае чрезмерного засорения бумажного фильтрующего элемента или при запуске дизеля на холодном масле, когда сопротивление фильтрующего элемента становится выше 0,13–0,17 МПа, перепускной клапан открывается и масло, минуя фильтровальную бумагу, поступает в масляную магистраль.

В корпусе фильтра встроен предохранительный нерегулируемый клапан, который предназначен для поддержания давления масла в главной масляной магистрали на уровне 0,28–0,45 МПа. При давлении масла выше 0,45 МПа открывается предохранительный клапан и избыточное масло сливается в картер дизеля.

Система смазки двигателя Deutz комбинированная. Коренные и шатунные шейки коленчатого вала, подшипники турбокомпрессора, распределительного вала, коромысел клапанов и компрессора пневмосистемы смазываются под давлением, смазка остальных поверхностей трения осуществляется разбрызгиванием. Для охлаждения поршней предусмотрены форсунки [3].

Система смазки двигателя включает масляный поддон, маслозаборник, масляный насос, редукционный клапан, перепускной клапан, жидкостно-масляный теплообменник, масляный фильтр, форсунки для охлаждения поршней, датчик давления масла.

Давление срабатывания перепускного клапана –  $(10 \pm 1)$  бар, редукционный клапан отрегулирован на давление  $(4 \pm 0,4)$  бар и обеспечивает давление в системе смазки двигателя в пределах 3,6–4,4 бар. В масляном фильтре имеется байпасный клапан с давлением срабатывания 2,5 бар.

Масляный насос героторного типа встроен в переднюю крышку двигателя вместе с перепускным клапаном.

Смазочное масло всасывается насосом через маслозаборник, поступает в жидкостно-масляный теплообменник и далее через масляный фильтр в главную смазочную магистраль. Избыток масла сбрасывается в масляный поддон двигателя через редукционный клапан.

Масло для смазки клапанного механизма подается импульсно через толкатель и полуштуцер толкателя.

Система смазки двигателя International DTA 530E имеет жидкостно-масляный теплообменник с термостатным регулированием. Очистка масла производится неразборным фильтр-патроном с бумажным фильтрующим элементом, заменяемым при каждой замене масла. Подача масла к коренным, шатунным подшипникам, подшипникам распределительного вала, турбокомпрессору, оси коромысел, пневмокомпрессору осуществляется принудительно под давлением [4].

Смазывание рабочей поверхности гильзы цилиндров осуществляется разбрызгиванием, а охлаждение поршней – впрыскиванием масла форсунками на внутреннюю полость поршня в нижней мертвой точке.

Масляный насос героторного типа также встроен в переднюю крышку двигателя и приводится во вращение от носка коленчатого вала.

Перепускной клапан контролирует давление неочищенного масла при 552 кПа. Байпасный клапан, установленный внутри фильтра, рассчитан на рабочее давление 124–138 кПа. Регулирующий клапан давления масла контролирует давление очищенного масла при 345 кПа.

Масло из масляного поддона поступает к масляному насосу и далее в жидкостно-масляный теплообменник, в корпусе которого установлен термостат, обеспечивающий смешивание горячего и охлажденного масла.

Представленный анализ систем смазки позволяет сделать вывод о том, что главным отличием зарубежных двигателей Deutz и International от двигателя Д-260 является масляный насос героторного типа, вмонтированный в переднюю крышку двигателя вместе с перепускным клапаном. Необходимо разработать приспособления, позволяющие диагностировать масляные насосы данного типа на существующих стендах.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. МТЗ-холдинг [Электронный ресурс]. – 2016. – Режим доступа: <http://www.belarus-tractor.com>. – Дата доступа: 10.09.2016.
2. Дизель Д-260.1 и его модификации. Руководство по эксплуатации 260-0000100РЭ / РУП «Минский тракторный завод». – Минск, 2009. – 76 с.
3. Двигатель Deutz BF 6M 1013 FC / РУП «Минский тракторный завод». – Минск, 2010. – 116 с.
4. Руководство по эксплуатации двигателя International DTA 530E (I-308) / DDC S 40E (Дополнение к руководству по эксплуатации тракторов «Беларус 2522ДВ/3022ДВ») / РУП «Минский тракторный завод». – Минск. – 2008. – 118 с.

## **ПУТИ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

В. А. ШАПОРЕВ, аспирант  
УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,  
г. Горки, Республика Беларусь

В связи с увеличением количества автомобилей, а также ухудшением экологической ситуации в больших городах возникла необходимость поиска путей уменьшения выбросов вредных веществ (ВВ) автомобильными двигателями. В последние годы все большее распространение получают дизельные двигатели. Такими двигателями оснащаются подавляющее большинство грузовых автомобилей, автобусов и сельскохозяйственная техника. Расширяется применение дизелей и на легковых автомобилях.

Цель работы – исследовать применяющиеся методы и технологии по снижению ВВ с отработавшими газами (ОГ) дизельных двигателей; выбрать пути по уменьшению этих выбросов.

Жесткие экологические требования вынуждают моторостроительные фирмы совершенствовать конструкцию дизелей, прежде всего за счет оптимизации формы камеры сгорания и модернизации топливной аппаратуры, так как эти элементы конструкции играют важную роль в смесеобразовании и сгорании, а соответственно и в рабочем процессе дизеля.

В настоящее время хорошее применение для дизелей нашли каталитические окислительные нейтрализаторы (КОН). Они достаточно широко используются для быстроходных дизелей легковых автомобилей и небольших грузовиков. Этому способствует то, что температура ОГ этих дизелей достаточна для окисления  $\text{CH}$ ,  $\text{CO}$ , растворимых органических составляющих частиц и альдегидов, а с другой стороны, она недостаточна для образования большого количества сульфатов. При высоких температурах в нейтрализаторе сначала выходящий из цилиндров  $\text{SO}_2$  окисляется до  $\text{SO}_3$ , а затем  $\text{SO}_3$  взаимодействует с парами воды, органическими и неорганическими частицами, образуя сульфаты, которые существенно увеличивают количество частиц. По этой причине использование КОН для дизелей грузовых автомобилей затруднено.

Свойства дизельного топлива оказывают заметное влияние на эмиссию токсичных веществ. Например, увеличение цетанового числа топлива уменьшает выброс  $\text{NO}_x$  дизелями грузовых автомобилей, но приводит к увеличению выброса частиц высокооборотными дизелями легковых автомобилей. Одновременно с этим для всех дизелей наблюдается снижение выброса  $\text{CH}$  и  $\text{CO}$ . Чем больше в дизтопливе легких фракций, тем более однородным будет состав смеси в камере сгорания, что приведет к снижению дымности ОГ и содержания в них  $\text{NO}_x$ .

Уменьшение содержания в дизтопливе ароматических углеводородов может заметно снизить выбросы дизелями канцерогенных веществ. Изменение состава дизтоплива и разработка новых присадок к нему направлены в первую очередь на уменьшение эмиссии  $\text{NO}_x$  и частиц. Прогнозируется, что изменение состава дизельного топлива в перспективе может дать 10 % снижения  $\text{NO}_x$  и 30 % уменьшения содержания сажи в ОГ [1].

Использование топливной аппаратуры аккумуляторного типа Common Rail и систем автоматического управления и регулирования позволяет обеспечить ступенчатый и многофазный впрыск. Также использование систем Common Rail и насос-форсунок позволяет достигнуть высоких давлений впрыска (до 200 МПа), что улучшает распыливание топлива. Этот фактор не только является определяющим в процессе смесеобразования, но и относится к числу факторов, с помощью которых возможно решение противоречивых задач снижения выбросов  $\text{NO}_x$ , жесткости сгорания, механической нагруженности дизеля, с одной стороны, и расхода топлива, выбросов твердых частиц  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}$  – с другой. Преимуществами многофазного впрыска является то, что представляется возможным снизить содержание  $\text{NO}_x$  в ОГ при хорошем распыливании топлива [2].

Рециркуляция ОГ для дизельных двигателей используется с целью уменьшения выброса  $\text{NO}_x$ . При увеличении степени рециркуляции возрастает длительность задержки воспламенения и уменьшается скорость тепловыделения. Эти эффекты усиливаются при охлаждении рециркулируемых газов. Охлаждение рециркулируемых газов приводит к уменьшению выброса  $\text{NO}_x$  и частиц при сопоставимых степенях рециркуляции. Этот эффект более значим при больших степенях рециркуляции.

Перевод дизелей на газовое топливо позволяет снизить токсичность и дымность ОГ при одновременном уменьшении затрат на топливо. Для дизелей легковых автомобилей применяется как сжиженный, так и

сжатый природный газ. Дизели грузовых автомобилей переводятся на питание сжатым газом, так как использование для них сжиженного газа заметно увеличивает затраты на топливо (относительно сжатого газа).

Дизели конвертируют в газодизели или в газовые двигатели с искровым зажиганием [3].

Конвертирование в газодизель технически проще, кроме того, сохраняется возможность при необходимости работать по дизельному процессу, т. е. только на дизельном топливе. Однако при переводе на газодизельный процесс выбросы CO, CH и NO<sub>x</sub> увеличиваются, а выбросы ТЧ уменьшаются. Поэтому целесообразнее переводить дизели в чисто газовые двигатели. При конвертировании дизеля в газовый двигатель с искровым зажиганием можно использовать трехкомпонентный каталитический нейтрализатор и стехиометрическую смесь. Технически реализация этого способа оказывается достаточно сложной, хотя она обеспечивает наилучшие показатели по токсичности ОГ.

В настоящее время используются такие основные пути уменьшения выбросов ВВ с ОГ дизелей, как нейтрализация отработавших газов, совершенствование рабочего процесса, применение рециркуляции ОГ и перевод дизелей на газовое топливо.

Изменение состава дизельного топлива может дать 10 % снижения NO<sub>x</sub> и 30 % уменьшения содержания сажи в ОГ.

Использование современной топливной аппаратуры позволяет снизить выбросы ВВ за счет управления законом подачи и использованием высокого давления впрыска.

Конвертация дизеля в газовый двигатель с искровым зажиганием позволяет обеспечить наилучшие показатели по токсичности ОГ.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Морозов, К. А. Токсичность автомобильных двигателей / К. А. Морозов. – М.: Легион-Автодата, 2001. – 80 с.
2. Грехов, Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – 2-е изд. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 344 с.
3. Ковальов, С. О. Екологічні аспекти переобладнання дизелів в газодизелі / С. О. Ковальов, К. С. Назаренко // Автошляховик України. – 2003. – № 5. – С. 15.

## **МИРОВЫЕ ТЕНДЕНЦИИ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БИОГАЗА В КАЧЕСТВЕ МОТОРНОГО ТОПЛИВА**

В. А. ШАПОРЕВ, аспирант;

Р. С. ДАРГЕЛЬ, магистрант

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,

г. Горки, Республика Беларусь

Одной из основных задач при эксплуатации автотранспорта является разработка мероприятий по защите окружающей среды от токсичных компонентов отработавших газов двигателей внутреннего сгорания (ДВС). От ДВС на жидких топливах агрессивных выбросов получается намного больше, чем от газовых ДВС. Таким образом, использование газового топлива в ДВС является весьма актуальной задачей.

Цель работы – обосновать актуальность использования биогаза в качестве моторного топлива.

Создание двигателей автотранспортных средств, работающих на газе с низкой теплотой сгорания, как у биогаза, представляет определенные трудности. Поэтому целесообразнее использовать не биогаз, а получаемый из него биометан. Для этого из биогаза удаляют двуокись углерода ( $\text{CO}_2$ ) и другие примеси. Получаемый газ имеет однородный состав (биометан), содержащий 90–97 % метана ( $\text{CH}_4$ ) с теплотой сгорания 35–40 МДж/м<sup>3</sup> [2].

Очистка биогаза от двуокиси углерода может производиться различными способами. Наиболее распространенными являются: промывка газов через жидкие поглотители (например, воду), вымораживание, адсорбция при низких температурах.

В Чехии, США, Дании, Китае, Румынии и ряде других стран проведены испытания автомобилей, переоборудованных для работы на сжатом биометане, которые подтвердили целесообразность его использования в качестве моторного топлива.

Биометан, как и другие газовые топлива, имеет низкую объемную концентрацию энергии. Биометан может применяться в автомобилях как топливо либо в компримированном (сжатом), либо в криогенном (сжиженном) состоянии.

Биометан имеет более высокую детонационную стойкость, что позволяет снижать концентрацию вредных веществ в отработанных газах и уменьшать количество отложений в двигателе. Ввиду отсутствия жидкой фазы масляная пленка с цилиндров двигателя не смывается,

износ деталей цилиндропоршневой группы уменьшается в два раза. Выброс токсических составляющих сокращается в 3–8 раз [1].

Основным сдерживающим фактором широкого применения сжатого биометана в качестве моторного топлива, как и компримированного природного газа, является транспортировка толстостенных баллонов, составляющих до 96 % веса топливной системы. К примеру, применение сжатого биометана на мобильной сельскохозяйственной технике затруднено из-за массогабаритных показателей топливных систем, сложности размещения баллонов на тракторах без ухудшения их агротехнических показателей, невозможности обеспечения необходимым запасом моторного топлива при проведении посевных и уборочных работ. Для тракторной техники расход биометана составляет 4–5 кг/ч, а баллон содержит всего 4,3 кг газа, т. е. трактор с четырьмя баллонами сможет проработать не более 3–4 ч [1].

Применение сжиженного биометана (СБМ) позволяет уменьшить массу топливной системы в 3–4 раза, а ее объем – в 2–3 раза по сравнению со сжатым биометаном. СБМ во многом соответствует сжиженному природному газу (СПГ), прежде всего по содержанию метана (95–98 % общего объема). СБМ – криогенная жидкость с температурой кипения – 162 °С. Регазификация 1 м<sup>3</sup> СБМ дает 600 нм<sup>3</sup> биометана при атмосферном давлении. СБМ как моторное топливо имеет высокие теплоту сгорания (50–55 МДж/кг) и октановое число (110), что превышает аналогичные характеристики бензина (44 Мдж/кг). Газобаллонное оборудование автомобилей, работающих на сжиженных биометане и природном газе, полностью идентично [1].

Для использования СБМ в качестве моторного топлива на автомобиле или тракторе устанавливается криогенная емкость (до 150 л) с соответствующей арматурой (их масса не более 170 кг). Сжиженный биометан подается из емкости в испаритель-змеевик, навитый на выхлопную трубу двигателя или расположенный в системе его охлаждения. Внешней теплотой осуществляется испарение СБМ, который поступает в смеситель, а оттуда в виде метано-воздушной смеси в цилиндр двигателя. Расчеты показывают, что при среднем расходе для трактора около 5 кг/ч СБМ в баке объемом 150 л хватит на 12 ч бесперебойной работы. Для грузового автомобиля ЗИЛ-138А пробег на одной заправке СБМ увеличится в 1,8–2 раза, а суммарная масса оборудования и топлива уменьшится на 600 кг по сравнению с автомобилем, работающим на сжатом биометане [1].

Хотелось бы отметить, что Республика Беларусь обладает существенным потенциалом для выработки биогаза, поскольку активное

развитие животноводческого комплекса страны обуславливает необходимость утилизации большого количества животноводческих отходов. Действующие биогазовые комплексы Беларуси представлены в таблице.

#### Действующие биогазовые комплексы (БГК) Беларуси

Предприятие	Год ввода БГК в действие	Мощность, МВт · ч
РУСП «СГЦ «Западный», Брестский р-н	2008	0,54
КСУП «Племптице завод «Белорусский», Минский р-н	2008	0,34
ОАО «Гомельская птицефабрика»	2009	0,34
ОАО «Бобруйский завод биотехнологий»	2010	2,1
СПК «Агрокомбинат «Снов», Несвижский р-н	2011	2
ПТБО «Тростенецкий», г. Минск	2011	2
«БрестгорЖКХ», г. Брест	2011	3,15
СПК «Лань-Несвиж», Несвижский р-н	2012	1,4
СПК «Рассвет» им. К. П. Орловского, Кировский р-н	2012	4,8
ПТБО КУП «Оршакомхоз», г. Орша	2012	0,635
Агрофирма «Лебедево», Молодечненский р-н	2013	0,5
Э/б «Зазерье» НАН Беларуси, Пуховичский р-н	2015	0,35

Применение биогаза вместо бензинов имеет следующие недостатки: меньшая скорость сгорания биосмесей; меньшее значение низшей теплоты сгорания биовоздушных смесей; более высокое значение температуры самовоспламенения; меньшее массовое наполнение цилиндров свежим зарядом из-за подогревания его при впуске.

Биотопливо имеет большее значение октанового числа (у биогаза ОЧ равно 126), что и открывает возможности для устранения (частичного или полного) отмеченных недостатков [1].

На основании сказанного можно сделать следующие выводы. Биогаз является одним из наиболее экологически чистых топлив для транспортных средств, поскольку производит минимальный объем выбросов по двуокиси углерода и твердым частицам. Газовый двигатель работает тише, уменьшаются вибрации, что способствует улучшению условий труда водителей. Биогаз на порядок дешевле нефтяного топлива.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Альтернативные виды топлива для двигателей: монография / А. Н. Карташевич [и др.]. – Горки: БГСХА, 2013. – 376 с.
2. Тимченко, И. И. Использование биогаза как альтернативного моторного топлива в транспортных установках с ДВС / И. И. Тимченко, П. В. Жадан, А. А. Ефремов // Автомобильный транспорт. – 2006. – № 2. – С. 73–80.

## **ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ СТАНДАРТЫ «ЕВРО» В ЕВРОПЕЙСКОМ СОЮЗЕ И БЕЛАРУСИ**

В. А. ШАПОРЕВ, аспирант

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,  
г. Горки, Республика Беларусь

Суммарный выброс токсичных веществ транспортными средствами настолько велик, что представляет собой угрозу для окружающей среды и здоровья человечества. Здоровье человека находится в прямой зависимости от состояния окружающей среды, поэтому мировое сообщество вынуждено было принять законодательные меры, ограничивающие выброс в атмосферу токсичных компонентов с отработавших газов (ОГ) двигателей.

Цель работы – изучить историю и характеристики экологических стандартов «Евро» в Европейском союзе (ЕС) и Беларуси; рассмотреть появление и характеристики нового планируемого экологического стандарта «Евро-7»; проанализировать преимущества и недостатки экологических стандартов.

С целью борьбы за улучшение экологической ситуации в мире были введены специальные экологические стандарты, характеризующие все транспортные средства согласно количеству выбрасываемых ими вредных веществ в атмосферу. К загрязняющим веществам относятся ОГ двигателей и испарения топлива, содержащие в себе оксид углерода – CO, производные углеводородов –  $C_mH_n$ , оксиды азота –  $NO_x$ , а также дисперсные частицы [1].

В настоящее время на территории Беларуси действует экологический стандарт «Евро-5», который распространяется на любые транспортные средства, находящиеся на территории страны, независимо от их типа. Это значит, что действующим стандартам должны отвечать не только легковые, но и грузовые автомобили, а также спецтехника.

Экологический стандарт «Евро-1» был введен в 1992 г. в странах Европы. Действовал до 1995 г. Экологический стандарт «Евро-2» пришел на смену стандарту «Евро-1» в 1995 г., значительно ужесточив требования, предъявляемые как к самому топливу, так и к уровню вредных веществ, выбрасываемых дизельными и бензиновыми двигателями. Именно с этого стандарта подключилась к борьбе за экологию

Беларусь, приняв «Евро-2» в 2006 г. Начиная с 2006 г., на территорию Беларуси был запрещен ввоз автомобилей, не имеющих сертификата соответствия стандарту «Евро-2». В 2000 г. в Европе был принят новый стандарт «Евро-3», снижающий допустимые показатели вредных выбросов на 30–40 %. Беларусь приняла данный стандарт в 2008 г., и действовал он до 2010 г. В любом случае ЕС опережает Беларусь в борьбе за экологию, поэтому стандарт «Евро-4», который в Беларуси начал действовать только с 2010 г. и вызвал много споров, в Европе был внедрен еще в 2005 г. Данный стандарт ужесточил предыдущие нормы на 65–70 %.

Экологический стандарт «Евро-5» в Европе был принят в 2009 г. На территории Беларуси стандарт «Евро-5» был принят в 2014 г. и продолжает действовать в настоящее время. А в ЕС с 2014 г. уже начал действовать стандарт «Евро-6», который ужесточил предыдущие нормы на 40–60 %. О том, когда в Беларуси примут стандарт «Евро-6», сказать трудно.

В таблице приведены требования каждого из экологических стандартов по отношению к легковым автомобилям с бензиновым и дизельным двигателями [2].

#### Евронормы вредных выбросов, допустимых для легковых автомобилей (г/кВт · ч)

Класс	Дата	СО	ТНС	NMHC	NO <sub>x</sub>	HC+NO <sub>x</sub>	PM
<b>Дизельные двигатели</b>							
Евро-1	Июль 1992 г.	2,72	–	–	–	0,97	0,14
Евро-2	Январь 1996 г.	1,0	–	–	–	0,7	0,08
Евро-3	Январь 2000 г.	0,64	–	–	0,5	0,56	0,05
Евро-4	Январь 2005 г.	0,5	–	–	0,25	0,3	0,025
Евро-5	Сентябрь 2009 г.	0,5	–	–	0,18	0,23	0,005
Евро-6	Сентябрь 2014 г.	0,5	–	–	0,08	0,17	0,005
<b>Бензиновые двигатели</b>							
Евро-1	Июль 1992 г.	2,72	–	–	–	0,97	–
Евро-2	Январь 1996 г.	2,2	–	–	–	0,5	–
Евро-3	Январь 2000 г.	1,3	0,2	–	0,15	–	–
Евро-4	Январь 2005 г.	1,0	0,1	–	0,08	–	–
Евро-5	Сентябрь 2009 г.	1,0	0,1	0,068	0,06	–	0,005
Евро-6	Сентябрь 2014 г.	1,00	0,1	0,068	0,06	–	0,005

Примечание. СО – углекислый газ; ТНС – углеводород; NMHC – летучие органические вещества; NO<sub>x</sub> – оксид азота; PM – взвешенные частицы.

Руководством ЕС уже в третий раз подряд был отложен план по введению экологического стандарта «Евро-7». По новому экологическому плану ЕС новые автомобили, выпускаемые на территории ЕС, должны сократить выбросы на 30–40 % относительно стандарта «Евро-6». Основными сторонниками внедрения новых стандартов являются представители Германии, которые действуют от имени своих автопроизводителей [3].

В ЕС хотят получить больше времени для рассмотрения немецкого плана по сокращению выбросов, так как европейским автоконцернам и производителям топлива придется провести огромную работу по доработке двигателей, улучшению качества топлива и модернизации предприятий, что в свою очередь требует большого количества времени и затрат. По расчетам аналитиков такой уровень экологичности возможно достичь не ранее чем в 2024 г.

**Выводы.** В процессе изучения данной тематики были проанализированы исторические этапы введения экологических стандартов «Евро» в ЕС и Беларуси, а также рассмотрены требования каждого из экологических стандартов. Преимуществом экологических стандартов является то, что с каждым новым стандартом «Евро» снижаются допустимые показатели выбросов токсичных веществ транспортными средствами, что влечет за собой меньшее загрязнение окружающей среды, а также регулирует экологичность по всей планете. К недостаткам ужесточения экологических стандартов «Евро» можно отнести проблему, связанную с изобретением новых методов и технологий для снижения выбросов токсичных веществ транспортными средствами, что повлечет за собой увеличение общей стоимости транспортного средства и его владения.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Стрельников, В. А. «Евро» – шаги навстречу / В. А. Стрельников // Грузовое и легковое автохозяйство. – 2001. – № 11. – С. 35–38.
2. Emission Standards [Электронный ресурс] / European Union. – Режим доступа: <https://www.dieselnet.com/standards>. – Дата доступа: 16.03.2017.
3. Свежие новости мирового автопрома [Электронный ресурс] / В Европе может появиться экологический стандарт «Евро-7». – Режим доступа: <http://autoclub99.ru/2013/10/v-evrope-mozhet-poyavitsya-ekologicheskij-standart-evro-7>. – Дата доступа: 16.03.2017.

## **СОСТОЯНИЕ УБОРКИ И ПЕРЕРАБОТКИ ЛЬНА-ДОЛГУНЦА В РЕСПУБЛИКЕ БЕЛАРУСЬ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ**

Н. С. СЕНТЮРОВ, старший преподаватель;  
М. В. ЦАЙЦ, старший преподаватель  
УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,  
г. Горки, Республика Беларусь

Лен-долгунец – одна из важнейших технических сельскохозяйственных культур Беларуси. Льноволокно и получаемая из него продукция пользуются широким спросом во многих странах мира. Поэтому возделывание льна может служить одним из источников валютных поступлений в республику [1].

В Беларуси в настоящее время функционируют 25 льнозаводов и их филиалов с суммарной проектной мощностью 73,1 тыс. т льноволокна в год. Действует крупнейший в Европе РУПТП «Оршанский льнокомбинат», способный перерабатывать более 20 тыс. т льноволокна в год, из них 9 тыс. т длинного и 11 тыс. т короткого, работает 5 экспортно-сортировочных баз. Ведется второй этап технического перевооружения РУПТП «Оршанский льнокомбинат». Семеноводство льна-долгунца осуществляют 17 льносемянстанций. В 82 районах республики имеется порядка 200 льноводческих хозяйств со средним размером посевов льна 70 га [1].

В последние годы в Республике Беларусь посевные площади льна-долгунца значительно сократились (в 2016 г. они составляли 46,3 тыс. га, что в 1,5 раза меньше, чем в 2009 г.) и в настоящее время стабилизировались на уровне 45–47 тыс. га.

Урожайность льнопродукции в республике за 2009–2016 гг. не превышала 10,7 ц/га волокна и 4,3 ц/га семян. Не наблюдается заметных улучшений и в последние годы (с 2014 по 2016 г.), что свидетельствует о недостаточном валовом сборе (рис. 1), который почти в три раза ниже по сравнению с аналогичным средним показателем по странам Западной Европы. В результате мощности льнозаводов загружены менее чем на 50 %.

Ежегодно реализуется 25–30 тыс. т льноволокна, в том числе экспортируется в страны ближнего и дальнего зарубежья 7 тыс. т, используется предприятиями концерна «Беллепром» 20 тыс. т, подсобными производствами льнозаводов – около 3 тыс. т.

Однако, несмотря на снижение объемов производства льноволокна, эта отрасль по-прежнему остается прибыльной и каждый шестой гектар, занятый под культурой льна в мире, засеян льном-долгунцом [1].

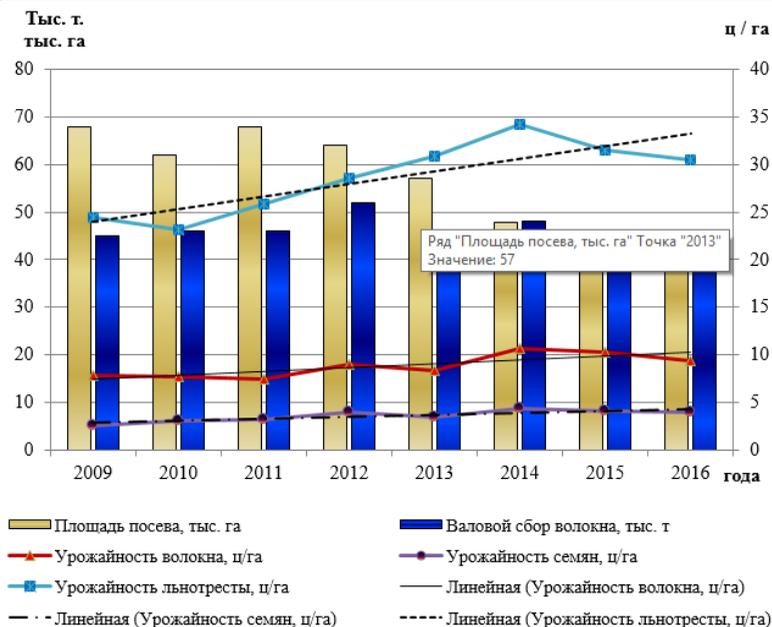


Рис. 1. Динамика изменения посевных площадей, урожайности и валовых сборов льнопродукции в Республике Беларусь

Основным производителем льна в мире является Китай. В Западно-Европейском регионе льноводство наиболее развито во Франции, Бельгии и Нидерландах [5]. Сокращение посевных площадей характерно только для стран Восточной Европы. В то же время в ряде стран объемы производства льнопродукции сильно возросли: в Нидерландах – в 4 раза, Китае – в 1,9 раза, во Франции – в 1,6 раза. Этому способствовало внедрение прогрессивных технологий и агротехнических приемов возделывания льна, обеспечивающих, как правило, рост урожайности льноволокна до 16–18 ц/га и более. Государственная финансовая помощь, оказываемая льноводам Евросоюза в последнее время, составляет 120 евро на 1 га земли, занятой льном.

Несмотря на низкую эффективность отрасли в целом, некоторые хозяйства республики получают урожайность волокна на уровне 10–16 ц/га и семян на уровне 4–6,7 ц/га [2].

Существенным недостатком в возделывании льна является низкая всхожесть высеваемых семян и их высокая засоренность. Стандартами льносеющих стран Европы не допускается высеив семян льна со всхожестью ниже 98 % и засоренностью выше 2 %. В этом вопросе большинство льносеющих хозяйств Республики Беларусь значительно отстает [3].

В условиях интенсификации сельскохозяйственного производства особую значимость приобретает обеспечение хозяйств высококондиционными семенами районированных сортов, которые наиболее полно соответствуют почвенно-климатическим условиям Республики Беларусь [4]. В Беларуси примерно 60 % посевных площадей засевают семенами собственного производства, причем семенами низкой репродукции, и 40 % – семенами, закупаемыми за рубежом, в то время как специалисты рекомендуют соотношение 90–95 % семян отечественного производства и 5–10 % семян зарубежной селекции.

В целях сокращения сроков уборки льна, а соответственно и потерь качественной тресты и семенного материала в Беларуси практикуется использование различных технологий уборки и первичной переработки льна-долгунца. В последние годы разработана технология комбинированной уборки [3, 5], когда при достижении посевами льна ранней желтой спелости при наличии благоприятных погодных условий применяется технология раздельной уборки, где до 15 % урожая убирается по заводской технологии с переходом по мере достижения культурой желтой спелости на технологию комбайновой уборки.

Одной из первоочередных задач, позволяющих решить проблему получения высокосортного волокнистого и семенного материала, является разработка экономически выгодной технологии и выбор технических средств для ее реализации. Следует идти по пути западных стран, где явно выражена специализация хозяйств. Одни производят качественные семена, для этого у них имеются соответствующие машины и опытные специалисты. Другие производят качественную тресту и соответственно волокно, у них также имеется соответствующий комплекс машин. Семенной материал, полученный по заводской технологии, целесообразно реализовывать на технические и иные цели, но не на посев.

Одним из путей повышения эффективности существующих механизированных технологий уборки и первичной переработки льна-

долгунца является совершенствование существующих и создание новых рабочих органов применяемых машин и оборудования.

На льнозаводах Республики Беларусь ежегодно вырабатывается порядка 100 тыс. т льняной костры, что соответствует годовому приросту древесины примерно на площади 185 тыс. га взрослого леса. Льняная костра содержит до 65 % целлюлозы. Из 1 т льняной костры получают 0,5 т картона или 250 л этилового спирта, 80 кг уксусной кислоты, 8 кг метилового спирта, 5 кг ацетона. Ее используют для производства строительных плит, бумаги, вискозы, фурфурола, топлива в качестве топливных пеллет. Основная часть костры, полученной на льнозаводах при переработке льна, сжигается в печах без предварительной обработки, что приводит к низкой эффективности ее использования. Прессование в пеллеты значительно (в 1,3–1,5 раза) повышают теплотворную способность льняной костры. Однако изготовление пеллет в Республике Беларусь только начинает развиваться.

Отходы льноволокна – паклю – используют в качестве упаковочного и конопаточного материала, а в зарубежных странах – в качестве наполнителя пластмассовых панелей люксовых марок легковых автомобилей.

Развитие производства топливных пеллет из льняной костры сдерживается рядом факторов, таких, как засоренность минеральными примесями и необходимость предварительной очистки. Ввиду низких затрат энергии на производство пеллет (примерно 3 % от общего количества полученной энергии), большого количества вырабатываемой костры льнозаводами делает направление перспективным.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Исследование обмолачивающего устройства в линии первичной переработки льна / В. А. Шаршунов [и др.] // Весці НАН Беларусі. Сер. аграр. навук. – 2015. – № 3. – С. 112–117.
2. Основы расчета рабочих органов машин и оборудования для производства семян льна / В. А. Шаршунов [и др.]. – Горки: БГСХА, 2016. – 156 с.
3. Определение засоренности льнокостры минеральными примесями и способы их выделения / В. А. Шаршунов [и др.] // Вестник БГСХА. – 2013. – № 2. – С. 120–124.
4. Писарчик, А. В. Комплексная механизация возделывания и уборки льна / А. В. Писарчик, В. А. Бакунович, А. И. Тарасевич. – Минск: Ураджай, 1983. – 127 с.
5. Левчук, В. А. Анализ состояния производства льна-долгунца в Республике Беларусь / В. А. Левчук, М. В. Цайц, В. Е. Кругленя // Наука и молодежь: новые идеи и решения: материалы X Междунар. науч.-практ. конф. молодых исследователей, Волгоград, 15–17 марта 2016 г. – Волгоград: ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ, 2016. – Ч. III. – 568 с.

## **ОБЕСПЕЧЕНИЕ ОХРАНЫ ТРУДА ПРИ ПРОВЕДЕНИИ МЕЛИОРАТИВНЫХ МЕРОПРИЯТИЙ**

В. Н. БОСАК, доктор с.-х. наук, профессор;  
А. С. АЛЕКСЕЕНКО, канд. техн. наук, доцент;  
А. Е. КОНДРАЛЬ, канд. техн. наук, доцент;  
А. Н. КУДРЯВЦЕВ, канд. техн. наук, доцент

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,  
г. Горки, Республика Беларусь

Мелиоративная отрасль относится к отраслям экономики, которые характеризуются целым рядом специфических особенностей: сезонность производства, продолжительная работа на открытом воздухе в полевых условиях, большое количество технологических операций, работа с разнообразной техникой и оборудованием и т. д., что требует особых мер по обеспечению охраны труда в отрасли, предупреждению производственного травматизма и профессиональных заболеваний.

Обеспечение охраны труда при проведении мелиоративных мероприятий в Республике Беларусь главным образом регламентируется Межотраслевыми правилами по охране труда при проведении мелиоративных мероприятий [1].

Данные правила устанавливают требования по охране труда при строительстве, реконструкции, эксплуатации (обслуживании) мелиоративных систем и отдельно расположенных гидротехнических сооружений, создании защитных насаждений, проведении гидротехнических, культуртехнических, агролесомелиоративных, противоэрозионных и иных мероприятий, обеспечивающих создание и поддержание оптимальных для сельскохозяйственных растений, лесов и иных насаждений водного, воздушного, теплового и питательного режимов почв, осуществляемых в соответствии с проектной документацией по мелиорации земель.

Требования по охране труда, содержащиеся в данных правилах по охране труда, распространяются на всех работодателей независимо от их организационно-правовых форм, осуществляющих мелиоративные мероприятия.

При организации и проведении мелиоративных мероприятий должны соблюдаться также требования Закона Республики Беларусь от 23 июня 2008 г. «Об охране труда», Межотраслевых общих правил по охране труда (постановление Министерства труда и социальной

защиты Республики Беларусь от 03.06.2003 г. № 70), других нормативных правовых актов и технических нормативных правовых актов.

На их основе с учетом конкретных условий труда работодателем принимаются или приводятся в соответствие с ними инструкции по охране труда, другие локальные нормативные правовые акты.

Межотраслевые правила по охране труда при проведении мелиоративных мероприятий содержат:

- организацию работы по охране труда;
- опасные и (или) производственные факторы;
- общие требования по охране труда при организации и проведении мелиоративных мероприятий;
- требования безопасности при работе мелиоративных машин;
- требования безопасности при выполнении земляных работ на открытой мелиоративной сети;
- требования безопасности при выполнении дренажных работ;
- требования безопасности при выполнении бетонных и железобетонных работ;
- требования безопасности при выполнении монтажа железобетонных конструкций;
- требования безопасности при выполнении изоляционных работ;
- требования безопасности при выполнении культуртехнических работ;
- требования безопасности при выполнении работ по эксплуатации (обслуживании) открытой мелиоративной сети;
- требования безопасности при эксплуатации (обслуживании) насосных станций;
- требования безопасности при эксплуатации (обслуживании) дождевальных машин и устройств;
- требования безопасности при хранении и складировании материалов;
- требования безопасности при проведении погрузочно-разгрузочных и транспортных работ.

Соблюдение правил по охране труда обеспечит сохранение жизни и здоровья работников при проведении мелиоративных мероприятий.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Межотраслевые правила по охране труда при проведении мелиоративных мероприятий: постановление Министерства труда и социальной защиты Республики Беларусь и Министерства сельского хозяйства и продовольствия Республики Беларусь от 30 сентября 2010 г. № 132/58 [Электронный ресурс]. – Минск, 2018. – Режим доступа: <http://mpra.by>. – Дата доступа: 14.10.2017.

## СОДЕРЖАНИЕ

Горелько В. М., Мажугин Е. И. От кафедры мелиоративных и строительных машин до кафедры тракторов, автомобилей и машин для природообустройства.....	3
Борисов А. Л. Определение геометрических параметров шестерни с цилиндрической вставкой для очистки масла в режущем аппарате мелиоративной косилки .....	6
Васильев В. В., Тимошенко П. А. Конструкция регулятора уровня грунтовых вод на закрытой осушительной сети .....	11
Шавлинский О. А., Васильев В. В. Оценка эффективности модернизации техники с учетом дисконта .....	13
Казаков А. Л. Решения по улучшению гидроциклонной очистки водных растворов СМС .....	17
Дремук В. А., Сотник Л. Л. Анализ факторов, влияющих на работу виброролкового измельчителя .....	23
Рубец С. Г., Боричевский А. С. Модернизация рабочего органа бульдозерно-рыхлительного агрегата Т-9М .....	26
Карташевич А. Н., Малышкин П. Ю. Исследование эффективности работы дизельного двигателя с подачей сжиженного газа.....	29
Бузиков Ш. В., Плотников С. А. Исследование повышения эффективности использования термофорсирования топлива в дизеле .....	32
Пляго А. В. Исследование работы топливной аппаратуры дизеля на спиртосодержащих топливах .....	39
Черемисинов П. Н. Исследования скоростной характеристики дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе на смеси дизельного топлива с рапсовым маслом .....	44
Зубакин А. С. Анализ скоростной характеристики двигателя 1Ч 6,8/5,4 при работе с добавками генераторного газа .....	48
Карташевич А. Н., Белоусов В. А., Кравец А. В. Средства очистки отработавших газов дизельных двигателей от токсичных веществ.....	51
Смольников М. В. Теоретический анализ моторных свойств топлив на основе этанола.....	60
Бузиков Ш. В., Козлов И. С., Втюрина М. Н. Исследование кинематической вязкости смесового топлива .....	68
Карташевич А. Н., Костенич В. Г., Гордеенко А. В. Определение пористости углеродных материалов.....	72
Карташевич А. Н., Гордеенко А. В., Костенич В. Г. Расчет подогревателя топливоподающей системы дизеля при низких температурах.....	76
Богатырев Р. В. Анализ систем смазки дизельных двигателей энергонасыщенных тракторов «Беларус».....	83
Шаповров В. А. Пути снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизельных двигателей .....	86
Шаповров В. А., Даргель Р. С. Мировые тенденции использования биогаза в качестве моторного топлива .....	89
Шаповров В. А. Экологические стандарты «Евро» в Европейском союзе и Беларуси .....	92
Сентюров Н. С., Цайц М. В. Состояние уборки и переработки льна-долгунца в Республике Беларусь и перспективы развития.....	95
Босак В. Н., Алексеев А. С., Кондраль А. Е., Кудрявцев А. Н. Обеспечение охраны труда при проведении мелиоративных мероприятий .....	99

Научное издание

ТРАКТОРЫ, АВТОМОБИЛИ  
И МАШИНЫ ДЛЯ ПРИРОДООБУСТРОЙСТВА

Материалы Международной научно-практической конференции,  
посвященной 50-летию кафедры мелиоративных и строительных  
машин УО БГСХА

Горки, 7–9 декабря 2017 г.

Редактор *О. Г. Толмачёва*  
Технический редактор *Н. Л. Якубовская*  
Корректор *А. С. Зайцева*

Подписано в печать 27.11.2018. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная.  
Ризография. Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. 6,04, Уч.-изд. л. 5,17.  
Тираж 40 экз. Заказ .

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».  
Свидетельство о ГРИИРПИ № 1/52 от 09.10.2013.  
Ул. Мичурина, 13, 213407, г. Горки.

Отпечатано в УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».  
Ул. Мичурина, 5, 213407, г. Горки.