

ФГБОУ ВО «Казанский государственный  
аграрный университет»  
ФГБОУ ВО «Ижевская государственная  
сельскохозяйственная академия»  
Академия Наук РТ  
Министерство сельского хозяйства и продовольствия РТ  
Министерство сельского хозяйства и продовольствия УР  
УРОО Союз научных и инженерных общественных отделений

## **Динамика**

### **механических систем**



**Материалы II Международной  
научно-практической  
конференции, посвященной памяти  
профессора А.К. Юлдашева  
23 – 24 сентября 2021 г.  
г. Казань, г. Ижевск**

**Динамика механических систем:** материалы II Международной научно-практической конференции, посвященной памяти профессора А.К. Юлдашева.

В материалах II Международной научно-практической конференции, посвященной памяти профессора А.К. Юлдашева «**Динамика механических систем**» опубликованы доклады профессорско-преподавательского состава, аспирантов, ведущих ученых, сделанных ими на этой конференции. Конференция прошла 23-24 сентября 2021 года в ФГБОУ ВО Казанский ГАУ.

**Председатель оргкомитета:**

**Валиев Айрат Расимович** –ректор ФГБОУ ВО Казанский ГАУ, д.т.н., профессор.

**Заместители председателя оргкомитета:**

**Зиганшин Булат Гусманович** –первый проректор - проректор по научной и международной деятельности ФГБОУ ВО Казанский ГАУ, д.т.н., профессор, профессор РАН;

**Яхин Сергей Мирбатович** - директор Института механизации и технического сервиса ФГБОУ ВО Казанский ГАУ, доктор технических наук, доцент;

**Хафизов Камиль Абдулхакович** - заведующий кафедрой “Тракторы, автомобили и безопасность технологических процессов” ФГБОУ ВО Казанский ГАУ д.т.н., профессор;

**Халиуллин Фарит Ханафиевич** - к.т.н., доцент кафедры “Тракторы, автомобили и безопасность технологических процессов” ФГБОУ ВО Казанский ГАУ;

**Вахрамеев Дмитрий Александрович** - к.т.н., доцент кафедры “Тракторы, автомобили и сельскохозяйственные машины” ФГБОУ ВО Ижевская ГСХА.

**Члены оргкомитета:**

**Сахапов Рустем Лукманович** - член-корреспондент Академии наук Республики Татарстан, д.т.н, профессор, заведующий кафедрой Дорожно строительных машин ФГБОУ ВО Казанский ГАСУ;

**Фаттахов Рафаэль Махмутович** - заместитель министра СХ и П Республики Татарстан;

**Марков Дмитрий Александрович** – заместитель начальника отдела инженерно-технической политики и охраны труда министерства СХ и П Удмуртской Республики;

**Шакиров Ренат Равилевич** - декан инженерного факультета ФГБОУ ВО Ижевская ГСХА, к.т.н, доцент;

**Касаткин Владимир Вениаминович** - д.т.н., профессор кафедры “Технологическое оборудование и технологии пищевых и перерабатывающих производств” ФГБОУ ВО Ижевская ГСХА, руководитель отделения «Агроинженерные технологии» УРОО СНИОО;

**Дерюшев Иван Александрович** - к.т.н., доцент, заведующий кафедрой “Тракторы, автомобили и сельскохозяйственные машины” ФГБОУ ВО Ижевская ГСХА;

**Медведев Владимир Михайлович** - к.т.н., доцент кафедры “Эксплуатация и ремонт машин” ФГБОУ ВО Казанский ГАУ;

**Синицкий Станислав Александрович** - к.т.н., доцент кафедры “ Тракторы, автомобили и безопасность технологических процессов” ФГБОУ ВО Казанский ГАУ.

© ФГБОУ ВО «Казанский государственный аграрный университет»

© ФГБОУ ВО «Ижевская государственная сельскохозяйственная академия»

© Академия Наук РТ

© Министерство сельского хозяйства и продовольствия РТ

© Министерство сельского хозяйства и продовольствия РТ

© УРОО Союз научных и инженерных общественных отделений

© ISBN

## ВОСПОМИНАНИЯ ОБ ОТЦЕ

*Юлдашев А.А. – предприниматель; e-mail: kazan@art-it.ru*

Хочется поблагодарить участников конференции, администрацию Университета и Института, принявших решение увековечить память об отце (Юлдашеве Алмазе Киямовиче), Администрацию города Казани и Правительство Республики Татарстан, поддержавших это решение. Скульптора Фаниля Валиулина и всем кто пришёл вспомнить папу.

Если говорить об Алмазе Киямовиче как об отце он был очень хорошим папой. Был справедливый, но особо не ругал нас и не баловал. Своей семье уделял много времени, каждое зимнее воскресенье ходил с нами на лыжах, летом плавали на байдарке, ездили на машине по стране. Отец часто брал меня в командировки, показывал мне, школьнику, автомобильные заводы.

Он много разговаривал с нами, и очень многому меня научил. Встав взрослым, понимаю, что все проблемы моей жизни связаны с несоблюдением заповедей отца.

Выпускники сельскохозяйственного института часто вспоминают отца как самого строго преподавателя, а для меня папа был самым добрым человеком. Алмаз Киямович был честным, свободным и скромным человеком, иногда может быть и резким, но жил по совести.

На 85 году жизни спросил у отца, что его греет в жизни, он ответил, что все сделал и пора уходить, в эту ночь его не стало. Если было бы принято писать на мемориалах не только о регалиях, а ещё о человеческих качествах, то надо было добавить - прекрасный отец! Спасибо.



УДК 629.3

**КОМПЛЕКСНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПУТИ  
ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ АГРЕГАТОВ С УЧЁТОМ  
НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМОВ ИХ РАБОТЫ**

***Зимагулов А.Х. – Заслуженный изобретатель Татарской ССР,***

***д.т.н., профессор,***

***Нуруллин Р.Г. – Заслуженный изобретатель РТ, к.т.н.,***

***доцент,***

***Халиуллин Ф.Х. – Заслуженный изобретатель РТ, к.т.н.,***

***доцент***

*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*

**Аннотация:** Повышение эффективности производства продуктов сельского хозяйства зависит от очень многих факторов разной направленности. В статье производится анализ этих факторов и пути оптимизации технологического процесса.

**Ключевые слова:** производительность, эффективность, энергетическая установка.

**COMPREHENSIVE TECHNICAL AND TECHNOLOGICAL WAYS TO INCREASE THE EFFICIENCY AND SAFETY OF AGRICULTURAL UNITS, TAKING INTO ACCOUNT THE UNSECURED OPERATING MODES**

***Zimagulov A.Kh. - Honored Inventor of the Tatar SSR, Doctor of***

***Technics, professor,***

***Nurullin R.G. - Honored Inventor of the Republic of Tatarstan, PhD of***

***Technics, professor,***

***Khaliullin F.Kh. - Honored Inventor of the Republic of Tatarstan, PhD of***

***Technics, associate professor***

***Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia***

**Annotation:** increasing the efficiency of agricultural products production depends on many factors of different directions. The article analyzes these factors and the ways to optimize the technological process.

**Keywords:** productivity, efficiency, powerplant.

Потребности общества в продовольствии растут и для удовлетворения этих запросов требуется обеспечить высокую производительность, безопасность и качество выполнения технологических операций сельскохозяйственными агрегатами (СХА). В настоящее время крупнейшим энергопотребителем в стране является земледелие. Значительная часть энергии затрачивается на обработку почвы, растений, самопередвижение агрегата и привод его рабочих органов.

Агрегат представляет собой подсистему в системе «Человек – Машина – Среда» и состоит из семи основных сборочных единиц, взаимо-

связанных друг с другом двигателя, трансмиссии, ходовой части, рабочих органов орудия и трактора, а также органов безопасности и охраны труда.

Ход технологического процесса определяется свойствами трех элементов:

1. Материала, в котором он осуществляется.
2. Рабочего органа, воздействующего на материал.
3. Энергией, подводимой к рабочему органу.

При проектировании и эксплуатации производственных агрегатов должны учитываться условия протекания технологического процесса в зависимости от используемого вида движения: механического, физического, химического, биологического, социального или сочетания этих видов движений. Кроме того, любой технологический процесс характеризуется совокупностью технических, технологических и информационных параметров агрегата, выполняющего его. Исследование этих параметров позволяет обоснованно выбрать способы, методы и средства интенсификации процессов, управления ими и контроля их параметров [1-4].

Факторы, формирующиеся в системе «человек – машина – среда» (ЧМС), являются входными факторами, воздействующими на технологический процесс. Колебания этих факторов нарушают свойства движений, заложенных в агрегат и обрабатываемый материал. Эти свойства имеют установившийся и неуставившийся характер. Отсюда вытекает то, что каждый агрегат, его сборочные единицы, механизмы и системы функционирования должны оцениваться с учетом наличия динамических свойств, то есть динамическими характеристиками.

Однако в настоящее время, например, в теории автотракторных двигателей отсутствуют основные положения, касающиеся динамических характеристик двигателя и их узлов. Из-за несогласованности процессов, происходящих в агрегатах и осуществляемых агрегатами, а также экстремальности работы агрегата резко повышаются различного рода потери. Эти потери проявляются в виде недобора урожая, интенсивного износа деталей и узлов, недоиспользования мощности, падения индикаторного давления, повышения трения и в целом снижения производительности и безопасности. В результате этого снижается эффективность использования агрегата и его сборочных единиц. В то же время двигатель в процессе эксплуатации не достигает своей внешней характеристики, получаемой на стенде [5-7].

В качестве критерия оптимального управления затратами энергии в целях энергосбережения целесообразно брать критерий постоянства эффективной мощности двигателя и производительности агрегата. При этом следует иметь в виду, что составляющие параметры, входящие в указанные критерии, могут изменяться в ходе осуществления технологического процесса и поддаются управлению.

До настоящего времени не были изучены вопросы кинематики и динамики агрегатов, наделяемых в процессе их совершенствования новыми

ми ранее неизвестными свойствами, а также объектов, направленных на усовершенствование процессов в агрегате и обрабатываемом материале.

Анализ трудов работавших в области земледелия учёных по направлению механизации сельскохозяйственного производства показывает, что вопросы согласованной работы системы «человек – машина – среда» изучены недостаточно, особенно в проблеме снижения динамических потерь в самом агрегате. В этих работах не учитываются возможности внедрения свойств самоприспосабливаемости сборочных единиц агрегата к внутренним процессам в самом агрегате.

Проблема дальнейшего повышения производительности агрегатов в условиях скрытого и неуправляемого изменения рабочих процессов и параметров в них на данном этапе технического развития не разрешима. Решить эту проблемную ситуацию только на основе известных научных подходов без привлечения новых способов, методов и средств невозможно. В любых случаях даже опытный механизатор не способен обеспечить равенство подведенного к двигателям агрегата момента  $M_k$  моментом сопротивления  $M_c$ .

Для решения этой задачи необходимо разработать:

1. методов кинематических и динамических расчётов сборочных единиц пахотного, посевного и уборочного агрегатов и показателей производительности и безопасности их в целом;

2. комплекс мероприятий, направленных на энергосбережение путём внедрения в производство рациональных методов(приемов) чередования операций обработки материала (почвы, растений и т.д.) в одном агрегате и управления процессами, которые протекают в агрегате и в обрабатываемом материале;

3. средства обеспечения оптимального взаимодействия подсистем и элементов системы «человек – машина – среда».

Рассмотрим задачу на основе обобщенной функциональной схемы системы управления режимами работы агрегата при неустановившихся режимах (рис. 1).

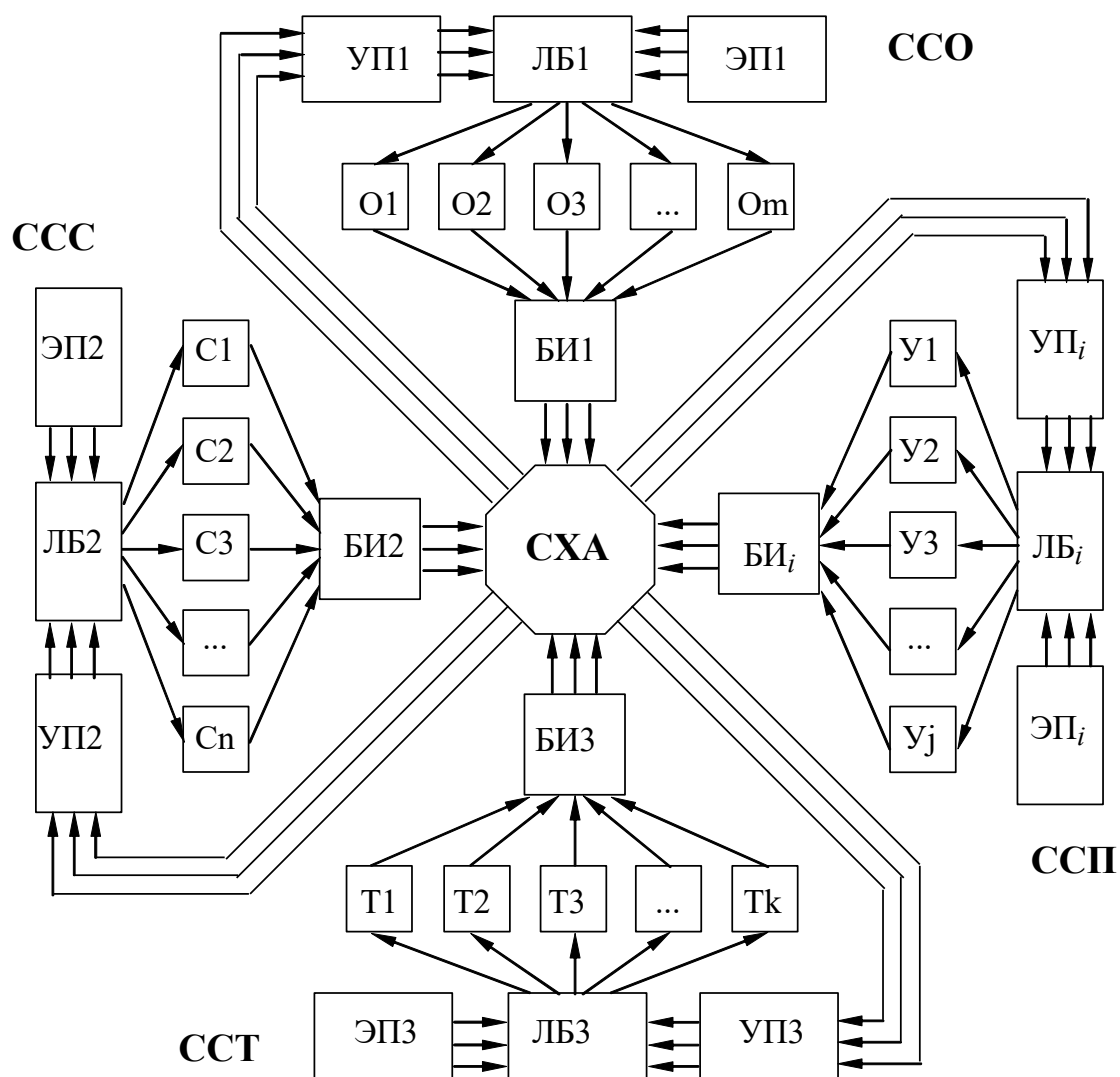


Рисунок 1 – Обобщенная функциональная схема системы управления режимами работы агрегата

Система управления режимами работы агрегата включает в свой состав средства стабилизации технологической операции ССО, силовой установки ССС, тяги ССТ и прочих процессов ССП. Каждое средство стабилизации имеет усилительно-преобразующие устройства УП1, УП2, УП3, ..., УП<sub>i</sub>; логические блоки ЛБ1, ЛБ2, ЛБ3, ..., ЛБ<sub>i</sub>; блоки эталонных параметров ЭП1, ЭП2, ЭП3, ..., ЭП<sub>i</sub> и блоки изменения объектов стабилизации БИ1, БИ2, БИ3, ..., БИ<sub>i</sub>. Эти блоки во взаимосвязи взаимодействуют с управляемыми параметрами технологической операции О1, О2, О3, ..., Ом; силовой установки С1, С2, С3, ..., С<sub>n</sub>; тяги Т1, Т2, Т3, ..., Т<sub>k</sub> и прочих процессов У1, У2, У3, ..., У<sub>j</sub>.

Управляемыми параметрами технологической операции ССО могут быть такие параметры, как управление сочетанием операций, управление сцепным весом, управление процессом в обрабатываемом материале, управление кинематикой поворота и качеством работы. Управляемыми параметрами силовой установки (двигателя) ССС являются кор-

ректировка смесеобразования, корректировка подачи масла, управление гибкостью цилиндрико-поршневой группы, управление гибкостью привода и др. В качестве управляемых параметров тяги ССТ выступают такие параметры, как изменение (наращивание) количества двигателей, изменение количества движителей, блокировка дифференциала, управление работой ведущего колеса, управление площадью контакта шины с почвой и т.д [8-14].

Такой подход позволяет определить основные направления теоретических расчетов методов совершенствования СХА в подсистеме «человек – среда»;

– процессов по энергетическим и трудовым затратам при выполнении технологических операций;

– работы двигателя в зависимости от характера нагрузки;

– потерь в трансмиссии и ходовой части;

– работы навесного механизма и рабочих органов.

Пути реализации указанных задач следующие:

1. Выбор рациональных технологических схем движения агрегата при выполнении технологических операций.

2. Управление процессами в основных органах и рекуперация энергии.

3. Расширение возможностей агрегата для выполнения разнородных технологических операций путем применения комбинации рабочих органов.

4. Разработка многоприводных (с одним или несколькими двигателями) агрегатов.

5. Интенсификация воздействия рабочего органа на обрабатываемый материал.

6. Разработка гасителей крутильных колебаний.

7. Позиционирование рабочего органа и его элементов относительно обрабатываемого материала.

8. Обеспечение точного соответствия подачи воздуха к подаче топлива в двигателе.

9. Поддачи масла к сборочным единицам в соответствии с изменением частоты вращения коленчатого вала двигателя.

При этом за основу необходимо принять принцип одновременного диагностирования и самоорганизации процессов с ранее неизвестными свойствами [15-20].

Безопасность сельскохозяйственных агрегатов обеспечивается получением высоких коэффициентов безопасности в сборочных единицах подсистем агрегата и агрегата в целом (рис. 2).



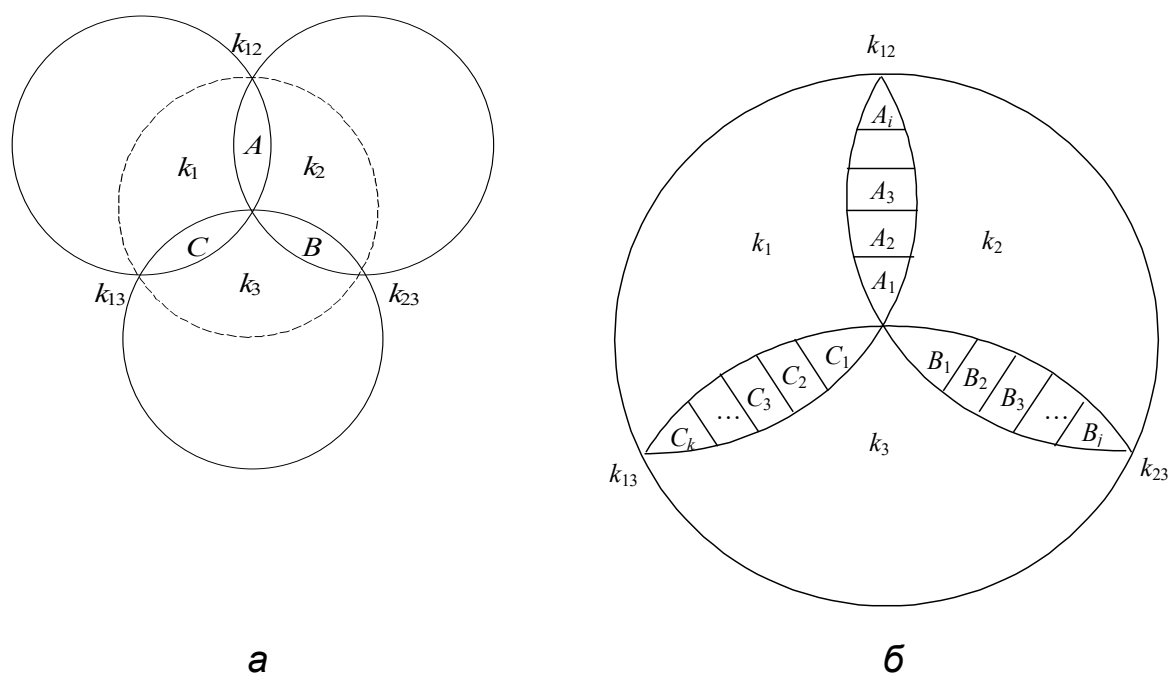


Рисунок 2 – Круг значимых коэффициентов безопасности в системе «человек – машина – среда»:

а – схема условного вычленения круга значимых коэффициентов безопасности; б – наборы параллельных связей между подсистемами

Для обеспечения высокой безопасности авторами предложены многочисленные технические и технологические решения, например, обеспечение устойчивости агрегата при работе его на склоновых землях, глушения шума в двигателях внутреннего сгорания, снижения вибрации путём демпфирования [21-24].

### Литература

1. Зимагулов, А. Х. Технические и технологические пути повышения эффективности и безопасности агрегатов на базе мобильных энергетических средств / А. Х.Зимагулов, Р. Г. Нуруллин, Т. А. Зимагулов – Казань : Казан. ун-т, 2012. – 278 с.
2. Халиуллин, Ф. Х. Крутильные колебания коленчатых валов автотракторных ДВС / Ф. Х. Халиуллин – Saarbrucktn (Germany) : PalmariumAcademicPublishingisatrademark, 2012. – 69 с.
3. Халиуллин, Ф. Х. Экспериментальные исследования мобильных транспортных машин в условиях сельского хозяйства / Ф. Х. Халиуллин, Р. Р. Шириязданов – Казань: Изд-во ООО «Формула успеха ГРУПП», 2015. – 172 с.
4. Ахметзянов, И. Р. Особенности использования алгоритма Байеса для безразборной диагностики двигателей внутреннего сгорания / И. Р. Ахметзянов, Ф. Х. Халиуллин – Казань : Изд-во КГАУ, 2018. – 191 с.
5. Ситдииков, Ш. Р. Анализ существующих технологий восстановления деталей с одновременным упрочнением / Ш. Р. Ситдииков, М. Н. Калимуллин, А. М. Ханнанов // Научное сопровождение технологий агро-

промышленного комплекса: теория, практика, инновации: Научные труды I-ой Международной научно-практической конференции, Казань, 06–07 февраля 2020 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 201-205.

6. Хабибуллин, Д. В. Анализ применения различных форм тока при электролизе / Д. В. Хабибуллин, А. Р. Ахметзянов, М. Н. Калимуллин // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации : Научные труды I-ой Международной научно-практической конференции, Казань, 06–07 февраля 2020 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 206-213.

7. Назипов Р. Р. Пути увеличения срока эксплуатации лемеха плуга / Р. Р. Назипов, М. Н. Калимуллин, М. З. Салимзянов, Р. В. Шарипов // Сельское хозяйство и продовольственная безопасность: технологии, инновации, рынки, кадры : Научные труды II Международной научно-практической конференции, посвященной 70-летию Института механизации и технического сервиса и 90-летию Казанской зоотехнической школы, Казань, 28–30 мая 2020 года.

8. А.с. 791560 СССР. Способ регулирования тягового усилия транспортного средства / Казанский СХИ. Зимагулов А. Х. – №2740042; заявл. 19.03.79; опубл. 1980, Бюл. № 48.

9. А.с. 974952 СССР. Способ управления работой сеялки / Казанский СХИ. Зимагулов А. Х., Возовик И. С., Зимагулова Г. А. – №3236329; заявл. 17.12.80; опубл. 1982, Бюл. № 43. – С. 4.

10. А.с. 1007596 СССР. Полевой делитель жатки / Возовик И. С., Нуруллин Р. Г., Зимагулов А. Х.; заявитель Казанский ордена «Знак Почета» сельскохозяйственный институт им. М.Горького. – № 2925599/30-15; заявл. 14.05.80; опубл. 30.03.83, Бюл. № 12. – 2 с.

11. А.с. 1107769 СССР. Почвообрабатывающее орудие / Казанский СХИ. Зимагулов А. Х., Халилова А. С., Зимагулова Г. А. – №3479236; заявл. 2.08.82; Опубл. 1984, Бюл. № 30.

12. А.с. 1172753 СССР. Устройство для регулирования тяговых качеств пневмоколесного транспортного средства с двигателем внутреннего сгорания / Зимагулов А. Х., Зимагулова Г. А. – №3642249; заявл. 16.09.83; опубл. 1985, Бюл. № 30.

13. А.с. 1251140 СССР. Устройство для контроля работы транспортного средства / Зимагулов А. Х., Булгариев Г. Г., Зимагулова Г. А., Сагдиев Р. Ш. – №3846097; заявл. 23.01.85; опубл. 1986, Бюл. № 30.

14. Патент 2045437 РФ. Трактор для работы на склоне / Нуруллин Р. Г., Зимагулов А. Х., Амиров Н. В. – № 4949320/11; заявл. 26.06.91; опубл. 1995, Бюл. № 28.

15. Патент 2377750 РФ. Стабилизатор нагрузки навесного механизма / Халиуллин Ф. Х., Гайнетдинов И. М., Зимагулов А. Х.; заявитель Казанский государственный аграрный университет. – № 2007126142/11; заявл. 09.07.2007; опубл. 10.01.2010, Бюл. № 1.

16. Патент 2457121 РФ. Карданный вал повышенной упругости / Халиуллин Ф. Х., Галимов Д. Р.; заявитель ФГБОУ ВПО Казанский ГАУ. – № 2010104380/11; заявл. 08.02.2010; опубл. 27.07.2012, Бюл. № 21.

17. Патент 2467223 РФ. Подвеска с регулируемым усилием и демпфированием / Халиуллин Ф. Х., Гайнутдинов И. М., Галимов Д. Р.; заявитель ФГБОУ ВПО Казанский ГАУ. – № 2010140601/11; заявл. 21.04.2011; опубл. 20.11.2012, Бюл. № 32.

18. Патент 2499926 РФ. Амортизирующее устройство с регулируемыми характеристиками / Халиуллин Ф. Х., Колбин С. И., Егоров Н. М.; заявитель ФГБОУ ВПО Казанский ГАУ. – № 2012118909/11; заявл. 05.05.2012; опубл. 27.12.2013, Бюл. № 33.

19. Патент 2543636 РФ. Дизельная форсунка / Халиуллин Ф. Х., Ширязданов Р. Р., Халиуллин А. Ф.; заявитель ФГБОУ ВПО Казанский ГАУ. – № 2013110545/06; заявл. 11.03.2013; опубл. 10.03.2015, Бюл. № 7.

20. Патент 2594317 РФ. Амортизатор транспортного средства / Ширязданов Р. Р., Халиуллин Ф. Х., Егоров Н. М., Колбин С. И. – № 2014142067/11; заявл. 20.10.2014; опубл. 20.05.2016, Бюл. № 14.

21. Патент на полезную модель RU 112582 U1. Почвообрабатывающее орудие для безотвальной обработки почвы : № 2011129458/13: заявл. 15.07.2011: опубл. 20.01.2012/ Матяшин Ю.И., Валиев А.Р., Матяшин А.В., Вафин Н.Ф., Салахов И.М. : заявитель, патентообладатель Казанск. гос. аграр. ун-т.

22. Патент № RU 2319328 С2. Ротационный рабочий орган : № 2011140904/13: заявл. 07.10.2011: опубл. 20.07.2013 / Матяшин Ю.И., Матяшин А.В., Маликов А.З. (и др.) : заявитель, патентообладатель Казанск. гос. аграр. ун-т.

23. Патент № RU 2487518 С2. Способ безотвальной обработки склоновых земель: № 2011140904/13 заявл. 07.10.2011: опубл. 20.07.2013 / Матяшин Ю.И., Валиев А.Р., Матяшин А.В. (и др.) : заявитель, патентообладатель Казанск. гос. аграр. ун-т.

24. Патент на полезную модель № 66526 U1 Российская Федерация, МПК G01M 15/00. Стенд для исследования рабочих процессов двигателя внутреннего сгорания в динамических режимах : № 2007116543/22 : заявл. 02.05.2007 : опубл. 10.09.2007 / А. К. Юлдашев, Ю. К. Евдокимов, С. А. Синицкий [и др.] ; заявитель Казанский государственный аграрный университет.

© Зимагулов А.Х., Нуруллин Р.Г., Халиуллин Ф.Х., 2021

**ДИАГНОСТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИЗЕЛЯ  
НА ОСНОВЕ СООТНОШЕНИЯ КОНЦЕНТРАЦИЙ ПРОДУКТОВ  
ИЗНАШИВАНИЯ В МАСЛЕ**

***Ворончихин Н.В. – к.т.н.; e-mail: nike110277@mail.ru,  
Никонов А.Н. – к.т.н.***

*Военная академия материально-технического обеспечения,  
г. Санкт-Петербурга, Россия*

**Аннотация:** в статье приведена методика позволяющая производить диагностирование дизеля с использованием эмиссионного спектрального анализа масла (ЭСАМ) с использованием системного подхода, основой которого является комплексное рассмотрение свойств и состояний системы.

**Ключевые слова:** диагностирование, дизельный двигатель, масло, моторесурс.

**DIESEL DIAGNOSTIC MODEL BASED ON THE RATIO OF THE  
CONCENTRATIONS OF WEAR PRODUCTS IN THE OIL**  
***Voronchikhin N.V. PhD of Technics, e-mail: nike110277@mail.ru,  
Nikonov A.N. – PhD of Technics***  
*Military academy of material support, St. Petersburg, Russia*

**Abstract:** the article provides a technique that allows you to diagnose a diesel engine using emission spectral analysis of oil (ESAM) using a system approach, the basis of which is a comprehensive consideration of the properties and states of the system.

**Keywords:** diagnostics, diesel engine, oil, motor resource

Сложность физических и химических процессов, происходящих в дизеле и моторном масле, их тесная взаимосвязь и взаимное влияние друг на друга определяют необходимость использования специфической системы, которая позволила бы объединить эти процессы в единый комплекс. Наиболее полное представление о взаимосвязях между этими процессами с учетом трения, смазки, изнашивания, физико-химических превращений в работающем масле можно получить при изучении системы «дизель – моторное масло». В этой системе масло выступает как самостоятельный, неотъемлемый и конструктивный элемент двигателя, призванный обеспечивать в процессе эксплуатации заданные показатели его надежности. При диагностировании дизеля работавшее масло служит источником диагностической информации [1-10].

При разработке методики диагностирования дизеля с использованием эмиссионного спектрального анализа масла (ЭСАМ) целесообразно использование системного подхода, основой которого является комплексное рассмотрение свойств и состояний системы.

Система «дизель – моторное масло» может быть отнесена к сложным техническим системам, которые имеют следующие признаки:

- наличие большого числа составных частей, образующих единое целое конструктивно или в процессе функционирования;
- разветвленный характер связей между этими частицами;
- проявление свойств, при взаимодействии с внешней средой, которая оказывает влияние на их формирование;
- наличие элементов случайности в реакции системы на внешние воздействия;
- изменчивость, тенденция к ухудшению характеристик.

Все этих признаки в полной мере соответствуют системе «дизель – моторное масло»:

- система имеет большое количество составных частей – узлов, систем и механизмов дизеля, куда входит и само моторное масло;
- связи, возникающие между деталями дизеля и работающим маслом, в процессе работы;
- реагирование физических и химических процессов в масле и дизеле на изменение внешних условий;
- случайный (вероятностный) характер изменения свойств работающего масла в зависимости от технического состояния дизеля;
- ухудшение характеристик системы в результате изнашивания деталей, ухудшение физико–химических свойств работающего масла, а также при взаимодействии с окружающей средой.

При определении структуры системы «дизель – моторное масло» целесообразно применение функционального описания дизеля на уровне самостоятельных конструктивных подсистем. В структуру системы включены подсистемы, обеспечивающие функционирование дизеля, находящиеся во взаимодействии с моторным маслом и оказывающие влияние на процессы изменения его свойств:

- кривошипно-шатунный механизм (КШМ);
- цилиндропоршневая группа (ЦПГ);
- газораспределительный механизм (ГРМ);
- система питания топливом (СПТ);
- система питания воздухом (СФВ);
- система фильтрации масла (СФМ);
- система охлаждения (СО);
- моторное масло (ММ).

Анализируя основные функции моторного масла, возможно установить прямые и обратные связи между маслом и другими элементами системы. Прямые связи возникают между маслом и соответствующей подсистемой дизеля и обеспечивают её функционирование благодаря комплексу свойств, заложенных в масле. Прямые связи претерпевают изменения и оказывают влияние на работоспособность систем, механизмов и узлов двигателя. Обратные связи – это связи, вызывающие изме-

нения в работавшем масле, обусловленные работой подсистемы. Они характеризуются параметрами работы системы, её техническим состоянием и вносят в масло информацию о техническом состоянии соответствующих подсистем дизеля.

Процессы изменения показателей свойств масла и их взаимосвязь с техническим состоянием дизеля в реальных условиях эксплуатации могут быть описаны посредством вероятностной модели.

В вероятной модели процессы изменения свойств системы «дизель – моторное масло» зависят от наличия случайных факторов и характеризуются статистическими характеристиками.

Изменение технического состояния дизеля (рис. 1) от воздействия эксплуатационных факторов представлено в виде входных сигналов – случайных функций времени  $X_i(t)$ :

- $X_1(t)$  – изнашивание деталей КШМ, ЦПГ, ГРМ дизеля;
- $X_2(t)$  – техническое состояние СПТ;
- $X_3(t)$  – техническое состояние СФВ и СФМ;
- $X_4(t)$  – техническое состояние СО;
- $X_5(t)$  – качество ММ;
- $X_6(t)$  – качество топлива;
- $X_7(t)$  – эксплуатационные режимы.

Выходные сигналы  $Y_i(t)$  – изменение показателей физико-химических свойств масла:

- $Y_1(t)$  – соотношение концентраций продуктов изнашивания (ПИ);
- $Y_2(t)$  – содержание топлива;
- $Y_3(t)$  – содержание ОЖ.

Входные сигналы  $E_i$  - являются неуправляемыми (природно-климатические условия, конструктивные параметры, качество технических воздействий при ТО и ремонте и т.п.).



Рисунок 1 - Схема воздействия эксплуатационных факторов на изменение показателей физико-химических свойств масла

Разделение состояния системы «дизель – моторное масло» на два состояния: исправное и неисправное, дает возможность определить законы распределения входных и выходных сигналов и их численные характеристики, выявить взаимосвязь между ними и определить номинальные и предельные значения диагностических сигналов – показателей свойств работающего масла, и содержание в нём соотношений концентраций ПИ деталей дизеля.

Интенсивность изнашивания деталей, лимитирующих моторесурс двигателей, изменяется в процессе эксплуатации в сторону резкого увеличения, как правило, из-за возникновения неисправностей в системах и механизмах дизеля, а также вследствие изменения условий и нарушения правил эксплуатации военной автомобильной техники (ВАТ).

Для формирования диагностической модели технического состояния деталей, лимитирующих моторесурс дизеля, определены диагностические параметры на основе соотношений концентраций ПИ в работавшем масле:

- $k_1$  – коэффициент соотношения концентраций свинца к меди как диагностический параметр, определяющий техническое состояние вкладышей подшипников КШМ;
- $k_2$  – коэффициент соотношения концентраций кремния к алюминию как диагностический параметр, определяющий техническое состояние поршней ЦПГ.

Значения коэффициентов соотношений концентраций ПИ в работавшем масле изменяются в зависимости от эксплуатационных факторов.

Основу методики составляет экспериментально-статистическое моделирование основных эксплуатационных факторов, оказывающих влияние на изменение диагностических параметров при эксплуатации дизеля.

В качестве факторов рассматриваются:

- снижение давления начала подъёма иглы форсунки и изменение угла опережения впрыскивания топлива как характерные неисправности СПТ;
- увеличение тепловых зазоров как характерная неисправность ГРМ;
- нарушение герметичности впускного тракта как характерная неисправность СПВ.

Для представления диагностической модели используются математические модели состояния вкладышей подшипников КШМ и поршней ЦПГ дизеля в виде системы уравнений диагностических параметров от параметров технического состояния основных систем и механизмов дизеля:

$$\left\{ \begin{array}{l} k_1 = f(\Delta P_{\phi 0}; \Delta \theta; \Delta \delta_3; A), \\ k_2 = f(\Delta P_{\phi 0}; \Delta \theta; \Delta \delta_3; A), \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $\Delta P_{\text{фо}}$  – снижение давления начала подъёма иглы форсунки;  
 $\Delta\theta$  – изменение угла опережения впрыскивания топлива;  
 $\Delta\delta_3$  – увеличение тепловых зазоров;  
 $A$  – нарушение герметичности впускного тракта.

Полученная диагностическая модель позволяет представить неисправности систем и механизмов дизеля в виде совокупностей неравенств диагностических параметров:

$$\left\{ \begin{array}{l} k_1 \leq 1 \\ k_2 \leq 1. \end{array} \right. \quad (2)$$

Таким образом, выражение (2) представляет собой диагностическую модель дизеля (рис. 2), реализуемую при найденных зависимостях для определения технического состояния дизеля на основе ЭСАМ, по соотношению концентраций ПИ, их предельным концентрациям, а также по результатам физико–химического анализа работавшего масла.

Определение технического состояния дизеля производится путём сравнения полученных значений соотношений концентраций ПИ с их допустимыми значениями. На основании полученных данных составляется диагностическая карта на каждый дизель, в соответствии с которой определяется программа технических воздействий при техническом обслуживании автомобиля.

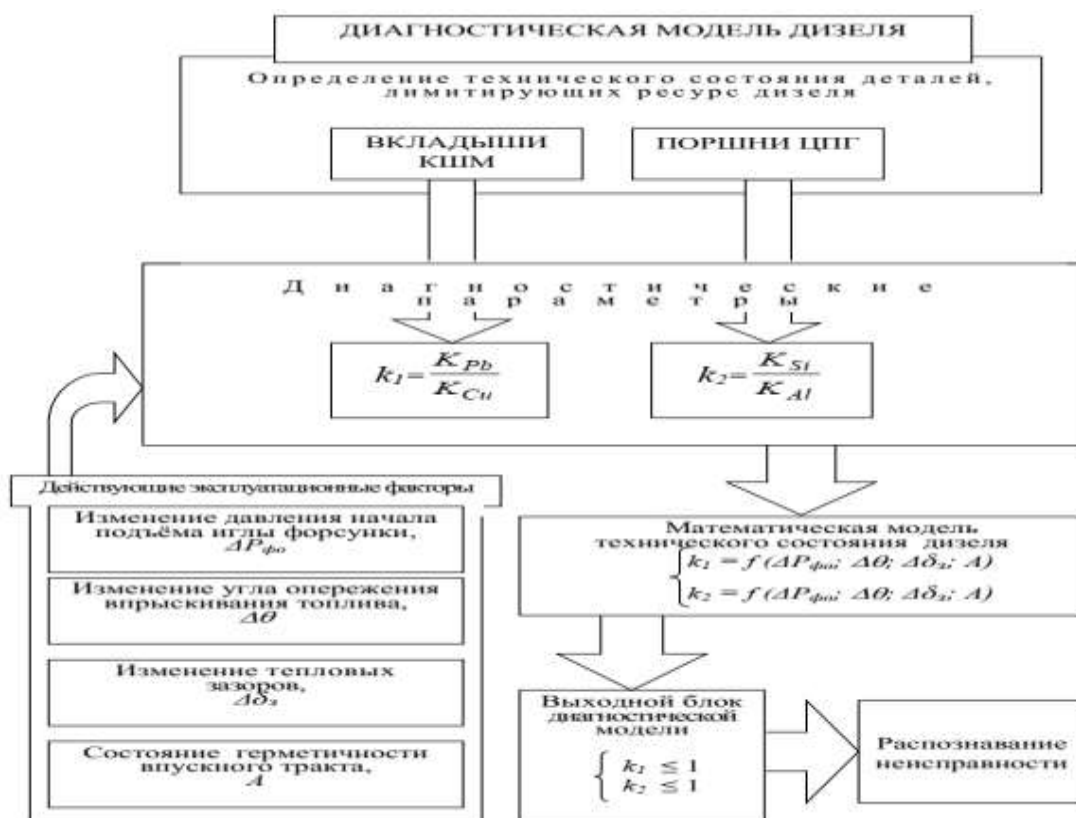


Рисунок 2 - Схема диагностической модели дизеля



Таким образом, предлагаемая методика позволяет определить техническое состояние дизеля, путём сравнения полученных значений соотношений концентраций ПИ с их допустимыми значениями.

### *Литература*

1. Афанасьев, А. С. Диагностирование военной автомобильной техники / А. С. Афанасьев, Ю.В. Михалев. - СПб. : ВА МТО, 2013 г.
2. Гриб, В. В. Диагностические модели изменения технического состояния механических систем / В. В. Гриб, Р. В. Жуков. - М.: МАДИ, 2007.
3. Вахрамеев, Д. А. Регулирование тракторного двигателя по нагрузке как способ снижения динамических потерь / Д. А.Вахрамеев, И. А. Дерюшев, А. А. Мартюшев, А. А. Кавыев, А. И. Панков // Развитие инженерного образования и его роль в технической модернизации АПК : материалы Междунар. науч.-практ. конф. - Ижевск, 2021. - С. 29-34.
4. Вахрамеев, Д. А. Улучшение технико-экономических показателей двигателя МТА путем снижения величины ускорений коленчатого вала / Д. А.Вахрамеев, А. А. Мартюшев, Н. Д. Давыдов // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса : теория, практика, инновации : научные труды I-ой Междунар. науч.-практ. конф. – Казань, 2020. - С. 119-122.
5. Давыдов, Н. Д. Система подогрева дизельного топлива как способ качественной эксплуатации тракторного дизеля в условиях низких температур / Н. Д.Давыдов, Д. А. Вахрамеев, А. А. Мартюшев, Ю. Г. Корепанов // Научное обеспечение инженерно-технической системы АПК: проблемы и перспективы : материалы Национ. науч.-практ. конф. – Ижевск, 2020. - С. 31-34.
6. Давыдов, Н. Д. Современные методики изготовления моторных масел / Н. Д. Давыдов, Д. А. Вахрамеев // Научное обеспечение инженерно-технической системы АПК : проблемы и перспективы : материалы Национ. науч.-практ. конф. – Ижевск, 2020. - С. 39-43.
7. Вахрамеев, Д. А. Температурные параметры дизельного тракторного двигателя в процессе пуска при применении тепловой предпусковой подготовки / Д. А.Вахрамеев, Е. А. Потапов, А. А. Мартюшев, И. А. Дерюшев // Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии. - 2020. - № 4 (64). - С. 66-73.
8. Вахрамеев, Д. А. Улучшение технико-экономических показателей двигателя машинно-тракторного агрегата путем совершенствования динамических характеристик двигателя / Д. А. Вахрамеев, Е. А. Потапов, Ф. Р. Арсланов // Динамика механических систем : материалы I Междунар. науч.-практ. конф. – Казань, Ижевск, 2018. - С. 53-59.
9. Потапов, Е. А. Комплекс систем для снижения токсичности отработавших газов дизельного двигателя / Е. А. Потапов, Д. А. Вахрамеев, Р. Р. Шакиров, Н. Д. Давыдов, Ф. Р. Арсланов // Научно обоснованные технологии интенсификации сельскохозяйственного производства :

материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Ижевск, 2017. - С. 95-100.

10. Потапов, Е. А. Предпусковой подогрев двигателя трактора как эффективный способ снижения токсичных компонентов в отработавших газах / Е. А.Потапов, Д. А. Вахрамеев, Ф. Р. Арсланов, Р. Р.Шакиров, Н. Д. Давыдов, Ю. Г. Корепанов // Инновационные технологии для реализации программы научно-технического развития сельского хозяйства : материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Ижевск, 2018. - С. 172-175.

© Ворончихин Н.В., Никоноров А.Н., 2021

УДК 621.431

**АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ  
ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ В ПРОЦЕССЕ ПУСКА**

***Потапов Е.А. – специалист; e-mail: agroingener.ep@yandex.ru***

*АО «ИЭМЗ «Купол», г.Ижевск, Россия*

***Мартюшев А.А. – аспирант; e-mail: alex100883@yandex.ru,***

***Вахрамеев Д.А. – к.т.н., доцент; e-mail: vdaig@yandex.ru,***

***Кавыев А.А. – аспирант; e-mail: aif143009@gmail.com,***

***Науменко С.В. – магистрант; e-mail: agroingener.ep@yandex.ru***

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,*

*г. Ижевск, Россия*

**Аннотация:** при стандартном расчете рабочих параметров в процессе пуска двигателей внутреннего сгорания, в частности дизельных, невозможно математически точно описать происходящие процессы ввиду наличия определенных факторов, поэтому при их учете путем корректировки алгоритма стандартных расчетов предлагается использовать специальную методику.

**Ключевые слова:** компрессия, давление, температура, процесс пуска.

**ANALYSIS OF THE FEATURES OF CALCULATING THE PARAMETERS  
OF A DIESEL ENGINE DURING START-UP**

***Potapov E.A. - specialist; e-mail: agroingener.ep@yandex.ru***

*Izhevsk electromechanical plant «Kupol», Izhevsk, Russia*

***Martyushev A.A. – post-graduate student; e-mail:***

***alex100883@yandex.ru,***

***Vachrameev D.A. – PhD of Technics, associate professor; e-mail:***

***vdaig@yandex.ru,***

***Kavyev A.A. - post-graduate student; e-mail: aif143009@gmail.com,***

***Naumenko S.V. - post-graduate student; e-mail:***

***agroingener.ep@yandex.ru***

*Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia*

**Abstract:** due to the certain factors it is impossible to describe mathe-

matically the process of launching the combustion engines (diesel in particular) using the standard calculations of operating parameters. The special method is suggested for considering the occurring processes by adjusting the standard calculation algorithm.

**Keywords:** diesel engine, compression, fuel-air mixture, temperature, start-up process.

На процесс пуска дизельных двигателей в большой степени влияет температура окружающей среды, определяющая предстартовое состояние его систем и характеристики горюче-смазочных материалов, в первую очередь вязкостные [5]. Так, с уменьшением температуры вязкость дизельного топлива и моторного масла увеличиваются экспоненциально.

Топливо с высоким значением вязкости при низких температурах распыляется на достаточно крупную фракцию, что, в свою очередь, требует большего времени нагрева, последующего испарения, смешивания с воздухом и самовоспламенения [4].

Моторное масло с высоким значением вязкости при низких температурах создает большое сопротивление в системе смазки двигателя. Это приводит, наряду с пониженным значением электрической мощности холодной стартерной аккумуляторной батареи, к существенному снижению пусковой частоты вращения коленчатого вала двигателя и низкому значению линейной скорости движения поршня [4].

Именно фактор малого значения линейной скорости движения поршня лежит в основе концепции построения теоретических расчетов для процесса пуска дизеля. Наибольший интерес представляет процесс сжатия, так как именно он определяет температурные параметры, влияющие на самовоспламенение топливо-воздушной смеси. Отметим отличительные особенности процесса сжатия воздушного заряда в цилиндре дизеля при пуске:

- наличие теплообмена между деталями цилиндра-поршневой группы (ЦПГ) и сжимаемым в цилиндре двигателя воздухом;
- потери давления через тепловые зазоры в деталях ЦПГ;
- отрицательный эффект дозарядки цилиндра воздухом при пуске.

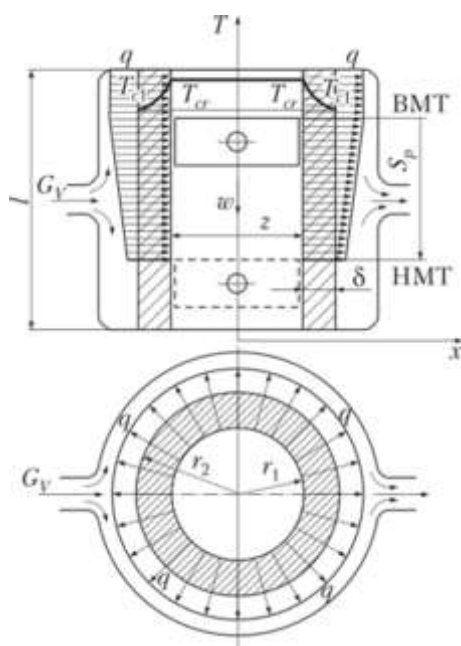


Рисунок1 - Схема процесса теплообмена при сжатии воздушного заряда в цилиндре

Количество теплоты, передаваемое деталям ЦПГ сжимаемым воздушным зарядом, согласно рисунку 1:

$$Q=S \times \Delta T \times \alpha \times t \quad (1)$$

где  $S$  - площадь теплообмена,  $m^2$ ;

$\Delta T$  - разность температур воздушного заряда и поверхности теплообмена, град.;

$\alpha$  – коэффициент теплопередачи;

$t$  – время процесса теплопередачи, с.

Согласно выражению (1) количество теплоты, передаваемое сжимаемым в цилиндре двигателя воздушным зарядом прямо пропорционально времени процесса сжатия и скорости движения поршня от нижней мертвой точки (НМТ) к верхней мертвой точке (ВМТ).

Основным параметром определяющим значение температуры сжатого воздушного заряда в конце такта сжатия является давление среды. Наряду с передачей тепловой энергии холодным деталям ЦПГ в процессе пуска возникают потери давления сжимаемого воздушного заряда, что существенно снижает его конечную температуру.

Рассмотрим основу расчета потери объема воздушного заряда через тепловые зазоры ЦПГ, имеющие максимальные значения при пуске двигателя в условиях низких температур

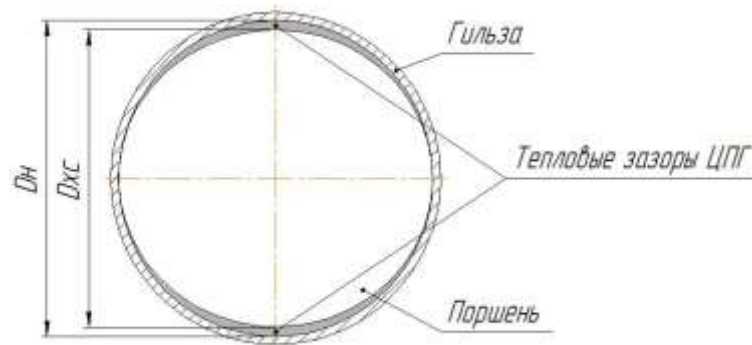


Рисунок 2 - Пояснительная схема обозначения тепловых зазоров ЦПГ  
 Объем потерь воздушного заряда через тепловые зазоры ЦПГ:

$$V_{nl} = \mu \times \sqrt{2gH} \times S \times t \quad (2)$$

где  $\mu$  - коэффициент расхода;

$g$  - ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;

$S$  - суммарная площадь тепловых зазоров,  $\text{м}^2$ ;

$H$  - воздушный напор,  $\text{м}$ ;

$t$  - время процесса сжатия;

В соответствии с рисунком 2 выражение (2) принимает вид:

$$V_{nl} = \mu \times \sqrt{2gH} \times 0,5 \times \left( \frac{\pi D_n}{4} - \frac{\pi D_{xc}}{4} \right) \quad (3)$$

где  $D_n$  – средний внутренний диаметр цилиндра,  $\text{м}$ ;

$D_{xc}$  – минимальный диаметр поршня,  $\text{м}$ .

Здесь стоит отметить, что теоретически точно определить суммарную площадь тепловых зазоров ЦПГ в холодном состоянии двигателя невозможно. И на практике с данной задачей можно справиться не всегда.

Единственным фактором потери давления, который вычисляется с высокой степенью точностью, является отрицательный эффект дозарядки цилиндра, представленный на рисунке 3:

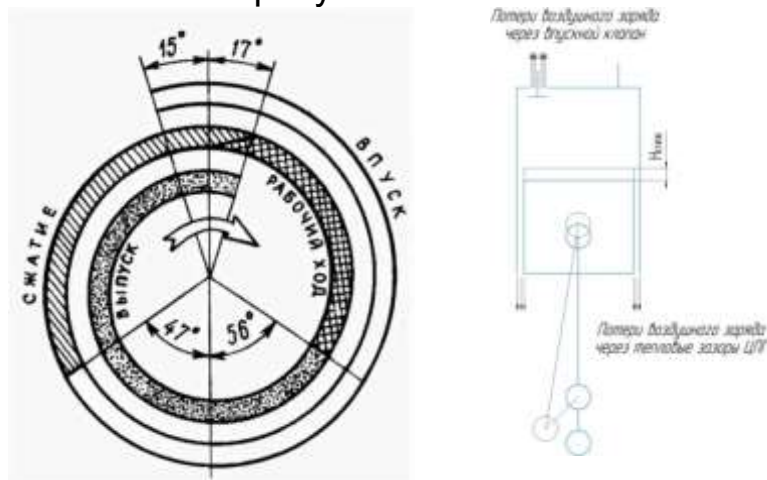


Рисунок 3 - Пояснительная схема отрицательного эффекта дозарядки

## цилиндра

Ввиду малой скорости движения поршня от НМТ к ВМТ и низким значением сопротивления движения воздуха в канале впускного клапана принимаем, что объем потерь воздушного заряда от отрицательного эффекта дозарядки цилиндра:

$$V_{п2} = S_n \times \text{Новк} \quad (4)$$

где  $S_n$  – площадь рабочего сечения цилиндра,  $\text{м}^2$ ;

Новк – величина хода поршня от НМТ к ВМТ при открытом впускном клапане, м.

Согласно выражениям (1), (2), (3) и (4) конечная температура сжатого в цилиндре воздушного заряда зависит от множества факторов, которые невозможно вычислить с достаточной степенью точности. Но возможно все вышеописанные потери представить в виде поправочного коэффициента, обозначим который, как «К». Сущность данного коэффициента заключается в том, что величина степени сжатия двигателя, используемая в теоретических расчетах, является конструктивной величиной, не отражающей множество факторов в реальных процессах, в том числе и пусковых. А вот величина реального давления в цилиндре двигателя (компрессия) включает в себя весь комплекс особенностей происходящих процессов. И в аспекте рассмотрения особенностей процесса пуска в условиях низких температур появляется возможность разработки алгоритма теоретических расчетов температурных параметров дизельного двигателя, обеспечивающих высокую степень точности. Данный коэффициент возможно определить экспериментальным путем, применяя следующую теоретическую зависимость:

$$K = K_f / K_n \quad (5)$$

где  $K_f$  - фактическое значение компрессии в цилиндрах двигателя при определенной температуре окружающей среды;

$K_n$  - значение компрессии при рабочей температуре двигателя.

Тогда для процесса «холодного пуска» температура воздушного заряда в конце такта сжатия [1] с учетом поправочного коэффициента:

$$T_B = K \times T_a \times \varepsilon^{k-1} \quad (6)$$

Для гарантированного процесса пуска необходимо выполнение следующего условия:

$$T_{см} > T_{воспл.} \quad (7)$$

где  $T_{см}$  - температура топливо-воздушной смеси, град.;

$T_{воспл.}$  - температура самовоспламенения, дизельного топлива,

град.

$$T_{см} = (C_{рв} \times M_{в} \times T_{в} + C_{рт} \times M_{т} \times T_{т}) / (C_{рв} \times M_{в} + C_{рт} \times M_{т}) \quad (8)$$

где  $C_{рв}$  — удельная теплоемкость воздуха при расчетной температуре, Дж/(кг×град);

$C_{рт}$  — удельная теплоемкость топлива при расчетной температуре, Дж/(кг×град);

$M_{в}$  — масса сжатого воздушного заряда, кг;

$M_{т}$  — масса топлива, поступившего в цилиндр, кг.

Выражение (8) с учетом выражения (6) принимает вид:

$$T_{см} = (C_{рв} \times M_{в} \times K \times T_{а} \times \varepsilon^{k-1} + C_{рт} \times M_{т} \times T_{а}) / (C_{рв} \times M_{в} + C_{рт} \times M_{т}) \quad (9)$$

Таким образом, представленные особенности расчета параметров дизеля при пуске позволяют с высокой степенью точности определить температуру топливо-воздушной смеси. На основании данных расчетов появляется возможность точного подбора параметров работы систем предпусковой тепловой подготовки [2, 3] и прогнозирования возможности процесса пуска.

#### *Литература*

1. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов // - 3-е изд. Перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 2003. - 496с.

2. Ловцов, И. А. Применение современных инженерных решений в методах предпускового подогрева автомобильных двигателей / И. А. Ловцов, В. И. Козликин // Современные автомобильные материалы и технологии (САМИТ-2016) : сборник статей VIII Междунар. науч.-техн. конф. - 2016. - С. 236-239.

3. Неговора, А. В. Обоснование конструктивно-режимных параметров предпускового подогревателя / А. В. Неговора, Д. А. Гусев // Труды ГОСНИТИ. - 2016 - Т. 125. - С. 90-96.

4. Потапов, Е. А. Анализ методов предпусковой подготовки двигателя машинно-тракторного агрегата / Е. А. Потапов, Д. А. Вахрамеев, Ф. Р. Арсланов Р. Р. Шакиров, Н. Д. Давыдов, Ю. Г. Корепанов // Динамика механических систем : материалы I Междунар. науч.-практ. конф. - Казань, Ижевск, 2018. - С79-84.

5. Вахрамеев, Д. А. Комплексный предпусковой подогрев дизельного двигателя / Д. А. Вахрамеев, Е. А. Потапов, А. А. Мартюшев // Сельский механизатор. - 2020.- №10. - С.12-29.

6. Потапов, Е. А. Обоснование выбора методов предпусковой тепловой подготовки для разных типов двигателей внутреннего сгорания / Е. А. Потапов, А. А. Мартюшев, Д. А. Вахрамеев, А. А. Кавыев, Н. Д. Давыдов // Развитие инженерного образования и его роль в технической модернизации АПК : материалы Междунар. науч.-практ. конф. - Ижевск, 2021. - С. 161-166.

7. Потапов, Е. А. Исследование эффективности предпускового подогрева автотракторных двигателей посредством системы теплового аккумулярования / Е. А.Потапов, А. А. Мартюшев, Д. А. Вахрамеев, И. А. Дерюшев, Ф. Р. Арсланов // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы : материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Саранск, 2020. – С. 94-102.

8. Вахрамеев, Д. А. Температурные параметры дизельного тракторного двигателя в процессе пуска при применении тепловой предпусковой подготовки / Д. А.Вахрамеев, Е. А. Потапов, А. А. Мартюшев, И. А. Дерюшев // Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии. - 2020. - № 4 (64). - С. 66-73.

© Потапов Е.А., Мартюшев А.А., Вахрамеев Д.А.,  
Кавыев А.А., Науменко С.В., 2021

УДК 62-1/-9:62-14/-15:62-182.7:62-144.3

### **АНАЛИЗ КИНЕМАТИКИ ГРМ ДВИГАТЕЛЯ HYUNDAI**

**Иванов А.Г. – к.т.н., доцент; e-mail: ivalgen@inbox.ru,**

**Шакиров Р.Р. – к.т.н., доцент; e-mail:renmar@yandex.ru,**

**Арсланов Ф.Р. – к.т.н., доцент; e-mail:ffanis@mail.ru,**

**Караваев Н.А. –инженер; e-mail:ivalgen@inbox.ru**

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

**Бодалев А.П. – к.т.н., инженер-конструктор;**

**e-mail:bodalev@trkprogress.ru**

*ООО «ТРК «Прогресс», г. Ижевск, Россия*

**Аннотация:** рассмотрена новая система ГРМ двигателя Hyundai с регулируемым временем работы клапанов, представлена методика аналитического исследования кинематических параметров данной системы на основе методов теории механизмов и машин.

**Ключевые слова:** кулачок, фазовращатель, кулиса, камень, вал ГРМ, толкатель, двигатель, цикл, фаза.

### **ANALYSIS OF THE KINEMATICS OF THE HYUNDAI ENGINE CAMSHAFT**

**Ivanov A.G.– PhD of Technics, associate professor; e-mail:**

**ivalgen@inbox.ru,**

**Sakirov R.R. – PhD of Technics, associate professor; e-mail:**

**renmar@yandex.ru,**

**Arslanov F.R. – PhD of Technics, associate professor; e-mail:**

**ffanis@mail.ru,**

**Karavaev N.A. – Engineer; e-mail:ivalgen@inbox.ru**

*Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia*

**Bodalev A.P. – PhD of Technics, Design Engineer; e-mail:**

**bodalev@trkprogress.ru**



**Abstract:** the new timing system of the Hyundai engine with adjustable valve operation time is considered, the method of analytical study of the kinematic parameters of this system based on the methods of the theory of mechanisms and machines is presented.

**Keywords:** cam, phase shifter, rocker, stone, timing shaft, pusher, motor, cycle, phase.

Газораспределительный механизм (ГРМ) является важнейшей составной частью практически любого современного двигателя внутреннего сгорания (ДВС), который позволяет обеспечить своевременное исполнение необходимых тактов [1-3]. Развитие этого механизма позволило создать устройства, изменяющие высоту подъёма клапанов (Valvetronic от БМВ) и фазу работы кулачка (муфты VVT и их аналоги) [4-6]. В компании Hyundai пошли дальше и представили свою систему с технологией CVVD (Continuously Variable Valve Duration) на серийных двигателях в 2020 году. Данная система позволяет регулировать время работы клапанов за счет применения кулисного механизма при передаче движения от вала ГРМ к кулачкам. Основные детали данного устройства представлены на рисунке 1 [7].

В механизме привода имеется вал ГРМ 1, который оснащен обычным фазовращателем для сдвига фаз начала работы кулачка. На валу установлена подвижно планшайба 2. Она может изменять свое положение относительно оси распредвала за счет направляющей 4. Также на валу имеется паз, в который устанавливается ползун, являющийся камнем 3 кулисного механизма. Он взаимодействует с планшайбой при помощи высшей кинематической пары. Планшайба с камнем закрывается крышкой 5, которая также имеет паз для установки второго камня 6, передающего движение кулачок 7. Кулачковая втулка соосно устанавливается на валу распредвала, но имеет возможность вращаться с разной скоростью по отношению к валу ГРМ. Аналог кинематической схемы двойного кулисного механизма, представленный компанией Hyundai в рекламной кампании, показан на рисунках 2 и 3.

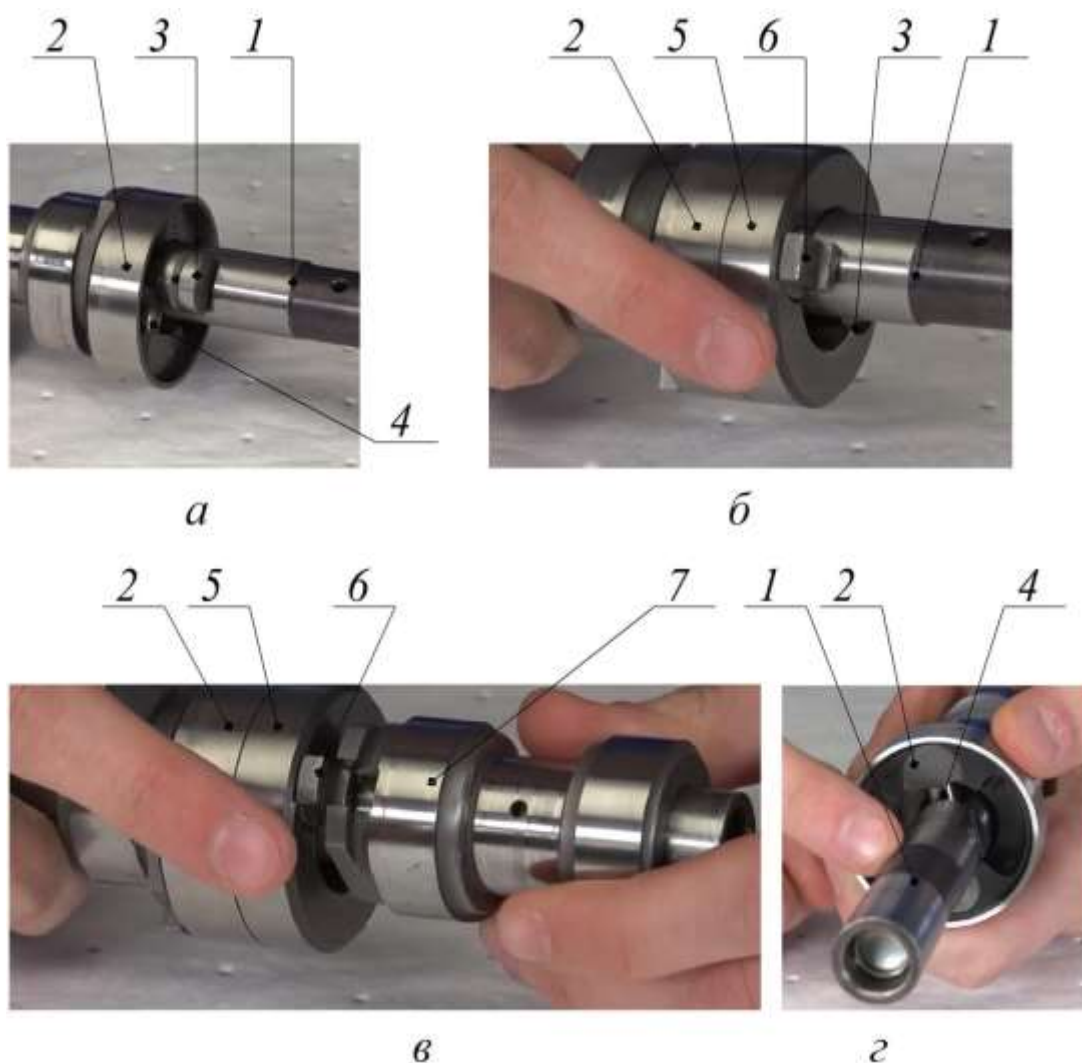


Рисунок 1 – Детали нового механизма передачи движения кулачку распределителя:

а-в – порядок сборки; г – конструкция механизма смещения планшайбы; 1 – распределитель; 2 – подвижная планшайба; 3 – камень (ползун) передачи движения на планшайбу; 4 – направляющая для сдвига планшайбы относительно распределителя; 5 – крышка планшайбы; 6 – камень (ползун) передачи движения на кулачок; 7 – кулачок.

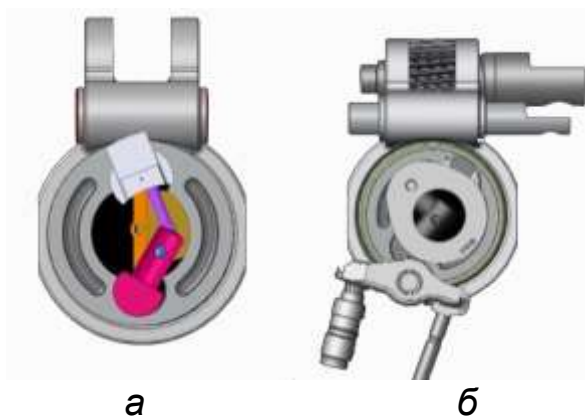


Рисунок 2 – Макет механизма с наложенными деталями (а) и элементы конструкционная (б)

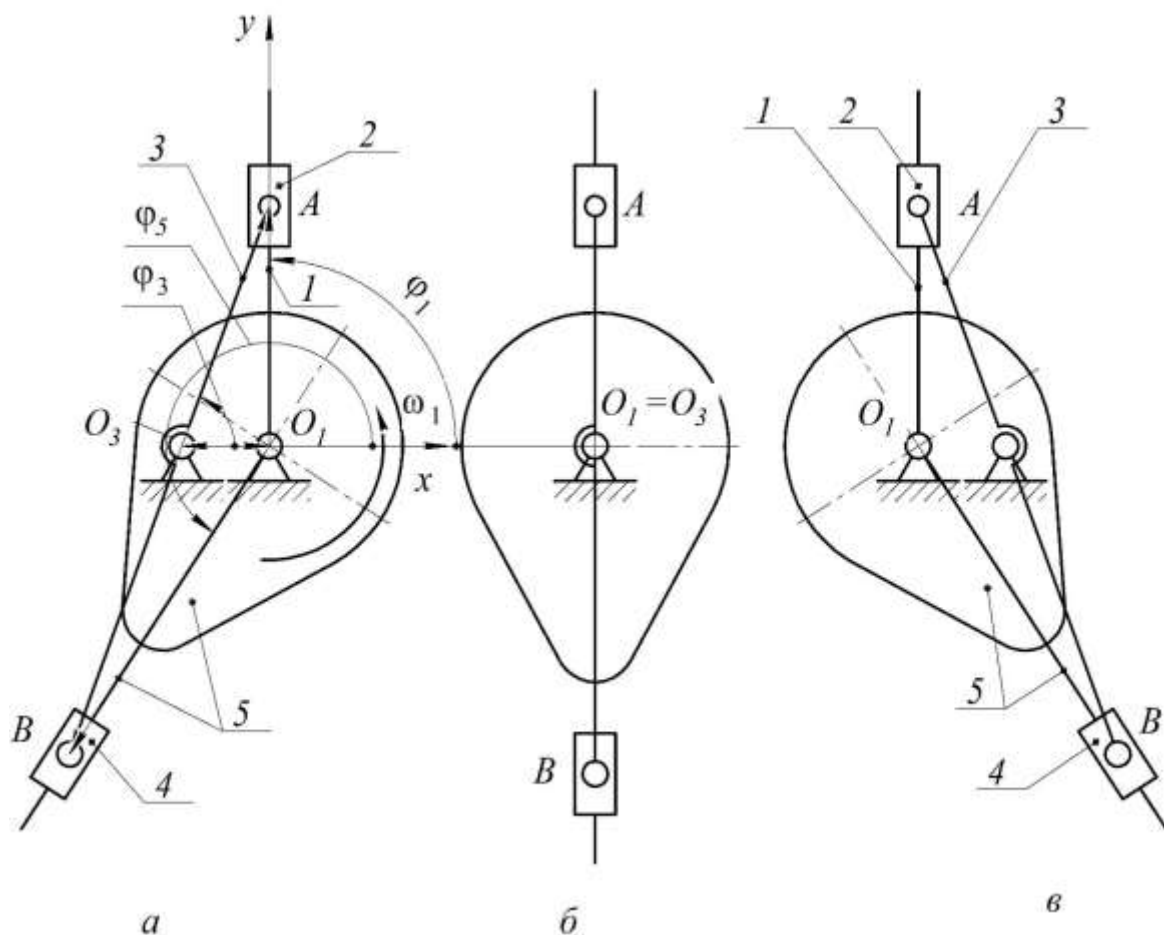


Рисунок 3 – Кинематическая схема двойного кулисного механизма передачи движения от распредвала к кулачку:

а – ось кулисы смещена влево относительно оси распредвала; б – оси кулисы и распредвала совпадают; в – ось кулисы смещена влево относительно оси распредвала; 1 – кривошип, жестко связанный с распредвалом (валом ГРМ); 2 - камень (ползун) передачи движения на планшайбу; 3 – кулиса (планшайба); 4 - камень (ползун) передачи движения на кулачок; 5 – кривошип, жестко связанный с кулачком.

Для описания движения звеньев данного механизма воспользуемся методов замкнутых векторных контуров (метод Зинovieва) [8-10]. Имеем два контура, рисунок 3, а:  $O_1AO_3$  и  $O_1BO_3$ . Для них запишем векторные уравнения

$$\overrightarrow{O_3A} = \overrightarrow{O_3O_1} + \overrightarrow{O_1A}, \quad (1)$$

$$\overrightarrow{O_1B} = \overrightarrow{O_1O_3} + \overrightarrow{O_3B}. \quad (2)$$

Уравнения (1) и (2) спроецируем на оси системы координат, показанной на схеме, рисунок 3, а:

$$\begin{cases} O_3A \cos \varphi_3 = O_3O_1 + O_1A \cos \varphi_1, \\ O_3A \sin \varphi_3 = O_1A \sin \varphi_1, \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} O_1 B \cos \varphi_5 = -O_1 O_3 + O_3 B \cos(\pi + \varphi_3) \\ O_1 B \sin \varphi_5 = O_3 B \sin(\pi + \varphi_3). \end{cases} \quad (4)$$

Поделив вторые уравнения на первые уравнения систем (3) и (4), выражаем тангенсы искоемых углов

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \frac{O_1 A \sin \varphi_1}{O_3 O_1 + O_1 A \cos \varphi_1}, \quad (5)$$

$$\operatorname{tg} \varphi_5 = \frac{O_3 B \sin(\pi + \varphi_3)}{-O_1 O_3 + O_3 B \cos(\pi + \varphi_3)}. \quad (6)$$

Так как функция тангенс имеет точки разрыва при углах  $\pi/2$  и  $3\pi/2$ , тогда выражаем условия при которых углы  $\varphi_3$  и  $\varphi_5$  принимают данные значения:

$$\text{при } \varphi_3 = \frac{\pi}{2} \text{ имеем } \varphi_1 = \pi - \arccos \frac{O_3 O_1}{O_1 A}, \quad (7)$$

$$\text{при } \varphi_3 = \frac{3\pi}{2} \text{ имеем } \varphi_1 = \pi + \arccos \frac{O_3 O_1}{O_1 A}. \quad (8)$$

Окончательно определяем угол  $\varphi_3$  следующим образом

$$\varphi_3 = \begin{cases} \operatorname{arccctg} \left( \frac{O_1 A \sin \varphi_1}{O_3 O_1 + O_1 A \cos \varphi_1} \right), & \text{при } \varphi_1 < \pi - \arccos \frac{O_3 O_1}{O_1 A}, \\ \frac{\pi}{2}, & \text{при } \varphi_1 = \pi - \arccos \frac{O_3 O_1}{O_1 A}, \\ \pi + \operatorname{arccctg} \left( \frac{O_1 A \sin \varphi_1}{O_3 O_1 + O_1 A \cos \varphi_1} \right), & \\ \text{при } \pi - \arccos \frac{O_3 O_1}{O_1 A} < \varphi_1 < \pi + \arccos \frac{O_3 O_1}{O_1 A}, & \\ \frac{3\pi}{2}, & \text{при } \varphi_1 = \pi + \arccos \frac{O_3 O_1}{O_1 A}, \\ 2\pi + \operatorname{arccctg} \left( \frac{O_1 A \sin \varphi_1}{O_3 O_1 + O_1 A \cos \varphi_1} \right), & \text{при } \pi + \arccos \frac{O_3 O_1}{O_1 A} < \varphi_1 \leq 2\pi. \end{cases} \quad (9)$$

$$\text{При } \varphi_5 = \frac{\pi}{2} \text{ имеем } \varphi_3 = \pi + \arccos \frac{O_1 O_3}{O_3 B}, \quad (10)$$

$$\text{при } \varphi_5 = \frac{3\pi}{2} \text{ имеем } \varphi_3 = \pi - \arccos \frac{O_1 O_3}{O_3 B}. \quad (11)$$

Угол  $\varphi_5$  находим в следующем кусочно-заданном виде

$$\varphi_5 = \begin{cases} \pi + \operatorname{arccctg} \left( \frac{O_3 B \sin(\pi + \varphi_3)}{-O_1 O_3 + O_3 B \cos(\pi + \varphi_3)} \right), & \text{при } \varphi_3 < \pi - \arccos \frac{O_1 O_3}{O_3 B}, \\ \frac{3\pi}{2}, & \text{при } \varphi_3 = \pi - \arccos \frac{O_1 O_3}{O_3 B}, \\ 2\pi - \operatorname{arccctg} \left( \frac{O_3 B \sin(\pi + \varphi_3)}{-O_1 O_3 + O_3 B \cos(\pi + \varphi_3)} \right), & \\ \text{при } \pi - \arccos \frac{O_1 O_3}{O_3 B} < \varphi_3 < \pi + \arccos \frac{O_1 O_3}{O_3 B}, & \\ \frac{\pi}{2}, & \text{при } \varphi_3 = \pi + \arccos \frac{O_1 O_3}{O_3 B}, \\ \operatorname{arccctg} \left( \frac{O_3 B \sin(\pi + \varphi_3)}{-O_1 O_3 + O_3 B \cos(\pi + \varphi_3)} \right), & \\ \text{при } \pi + \arccos \frac{O_1 O_3}{O_3 B} < \varphi_3 \leq 2\pi. & \end{cases} \quad (12)$$

На основании представленного алгоритма составлена программа расчета в MSExcel. По алгоритму построена диаграмма (рис. 4).

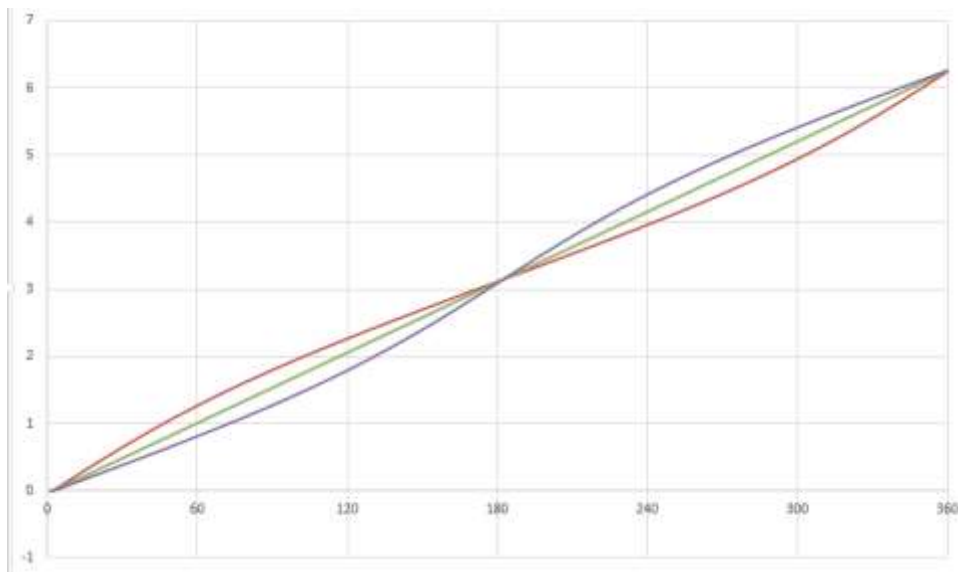


Рисунок 4 – Диаграммы зависимостей угла поворота кулачка  $\varphi_5$  от угла поворота вала ГРМ  $\varphi_1$  при различных смещениях вала кулачка

На рисунке 5 представлено сравнение диаграмм «время - сечение» для различных систем привода ГРМ.

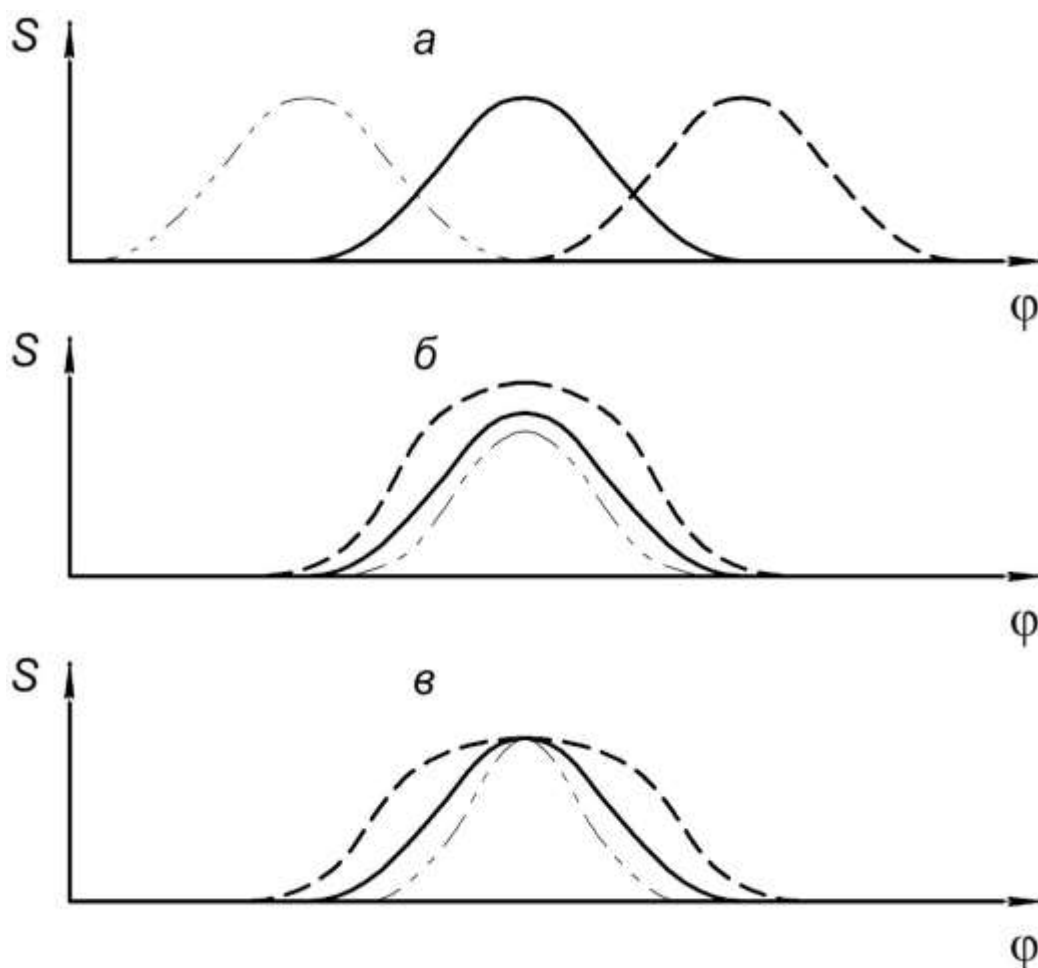


Рисунок 5 – Диаграммы «время - сечение» для систем изменения фаз газораспределения типа VVT (а), систем изменения фазы и высоты подъема клапанов типа VVL (б) и систем изменения времени работы клапана типа VVD (в)

По данным издания «Авторевю» первым двигателем с механизмом CVVD стала новая турбочетверка Smartstream G1.6 T-GDi. Среди других нововведений — увеличенное с 250 до 350 бар давление впрыска и сниженные на 34% потери на трение. Этот мотор появится на седане Hyundai Sonata нового поколения и первоначально будет развивать 180 л.с. и 265 Нм. В компании Hyundai заявляют, что у мотора с системой CVVD на 4% больше отдача, на 5% лучше экономичность и на 12% меньше выбросов [10].

Предлагаемая компанией Hyundai система регулирования времени работы клапанов должна работать только с ситемой регулирования фаз газораспределения, так как при изменении скорости вращения кулачка он начинает работать не в той фазе, которая должна быть в данный момент времени. При медленном вращении кулачка он отстает по фазе от вала ГРМ, а при быстром вращении кулачка наоборот происходит опережение по фазе вала ГРМ.

### *Литература*

1. Hafizov, K. A. Thermodynamische Berechnung des idealen Zyklus eines Verbrennungsmotors / K. A. Hafizov, R. A. Usenkov, R. A. Latypov // Проблемы научной мысли. – 2019. – Т. 11. - № 5. – С. 52-59.
2. Khafizov, C. A. The thermodynamic calculation of offset shafts rotary engine ideal cycle with external heat supply / C. A. Khafizov, R. A. Usenkov, Khalyullin F.K., R. A. Latypov // International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development. – 2019. – Т. 9, № 4. – С. 1109-1116.
3. Вахрамеев, Д. А. Улучшение технико-экономических показателей двигателя машинно-тракторного агрегата путем совершенствования динамических характеристик двигателя / Д. А. Вахрамеев, Е. А. Потапов, Ф. Р. Арсланов // Динамика механических систем : материалы I Междунар. науч.-практ. конф. – Казань, Ижевск, 2018. – С. 53-59.
4. Дородов, П. В. Влияние инерционного коэффициента на коэффициент избытка воздуха двигателя машинно-тракторного агрегата / П. В. Дородов, А. В. Костин, Р. Р. Шакиров // Динамика механических систем : материалы I Междунар. науч.-практ. конф. – Казань, Ижевск, 2018. – С. 103-107.
5. Потапов, Е. А. Анализ перспективных методов снижения содержания токсичных веществ в отработавших газах двигателей машинно-тракторных агрегатов / Е. А. Потапов, Д. А. Вахрамеев // Инновационный потенциал сельскохозяйственной науки XXI века : вклад молодых ученых-исследователей : материалы Всерос. науч.-практ. конф. – Ижевск, 2017. – С. 252-254.
6. Расчет идеального цикла роторного двигателя с внешним подводом теплоты / К. А. Хафизов, Р. А. Усенков, Ф. Х. Халиуллин [и др.] // Техника и оборудование для села. – 2020. – № 4 (274). – С. 20-23.
7. BMIRussian. Автокультура и автоспорт на русском: сайт. Санкт-Петербург, 2020. – URL: <https://bmirussian.tv/> (дата обращения: 20.10.2020).
8. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов. - 4-е изд., перераб. и доп. -М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит, 1988. -640 с.
9. Иванов, А. Г. Определение избыточных связей в плоских механизмах / А. Г. Иванов, Р. Р. Закирова // Аграрная наука - сельскохозяйственному производству : материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Ижевск, 2019. - С. 60-64.
10. Лабораторные работы по теории механизмов и машин: электронное учебное пособие / Сост : Ю. А. Боровиков, Л. Я. Лебедев, А. Г. Иванов, Р. Р. Шакиров. – Ижевск, 2014.
11. Авторевю: сайт, 2019–URL: <https://autoreview.ru/news/turbomotor-hyundai-1-6-s-novoy-sistemoy-upravleniya-klapanami>

© Иванов А.Г., Шакиров Р.Р., Арсланов Ф.Р.,  
Караваяев Н.А., Бодалев А.П., 2021

УДК 629.3

**СТЕНД ДЛЯ БЕЗМОТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ ГАСИТЕЛЕЙ  
КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ  
АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

**Броницкий А.В. – бакалавр; e-mail: askar.bronitskiy@mail.ru,  
Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru**

*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*

**Аннотация:** статья посвящается описанию конструкции стенда для безмоторных испытаний гасителей крутильных колебаний коленчатых валов автотракторных двигателей внутреннего сгорания. Создание новых конструктивных схем гасителей и определение их оптимальных параметров является сложной многопараметрической задачей, требующей многочисленных расчётных и экспериментальных исследований. Это приводит к увеличению трудоемкости данного процесса и его удорожанию. Предлагается стенд, позволяющий проводить безмоторные исследования гасителей крутильных колебаний для коленчатых валов произвольной конструкции.

**Ключевые слова:** коленчатый вал, крутильные колебания, моторная масса, датчики.

**STAND FOR MOTORLESS TESTING OF CRANKSHAFT DAMPERS OF  
AUTOMOTOR-TRACTOR ENGINES**

**Bronitsky A.V. - bachelor; e-mail: askar.bronitskiy@mail.ru,  
Khaliullin F.Kh. - PhD of Technics, associate professor; e-mail:  
nzrg555@mail.ru**

*Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia*

**Abstract:** the article is devoted to the description of the design of the stand for non-motorized tests of torsional vibration dampers of crankshafts of automotive internal combustion engines. Creation of new design schemes of absorbers and determination of their optimal parameters is a complex multiparametric problem that requires numerous computational and experimental studies. This leads to an increase in the complexity of this process and its rise in price. A stand is proposed that allows to conduct non-motorized studies of torsional vibration dampers for crankshafts of arbitrary design.

**Keywords:** crankshaft, torsional vibrations, engine mass, sensors.

При эксплуатации техники с двигателями внутреннего сгорания на некоторых режимах работы проявляются сильнейшие вибрации. Результатом данного явления может быть отказ некоторых систем ДВС или же даже к разрушению коленвала.



Причина данного явления – крутильные колебания. Режимы работы, при которых проявляются вышеуказанные отрицательные явления, зависят от массовых и геометрических показателей коленчатого вала.

Как следствие есть нужда в определении максимального напряжения, которое может выдержать коленчатый вал. Если напряжения превышают допустимый порог, то возможны следующие варианты решения проблемы:

- 1) изменение конструкции коленвала
- 2) использовать другой порядок работы цилиндров
- 3) установить гаситель крутильных колебаний

Для достижения оптимального подавления крутильных колебаний на представленном ниже устройстве необходимо выставить необходимую конфигурацию коленвала, задать скорость вращения, вибрацию, сравнивать подавление вибраций с ГКК и без ГКК.

Представленный стенд позволяет провести испытания прототипа гасителя крутильных колебаний смоделировав необходимую конструкцию коленчатого вала, а также смоделировав режим работы, нагрузку и обороты. Другими словами, стенд можно настроить под выбранный тип двигателя.

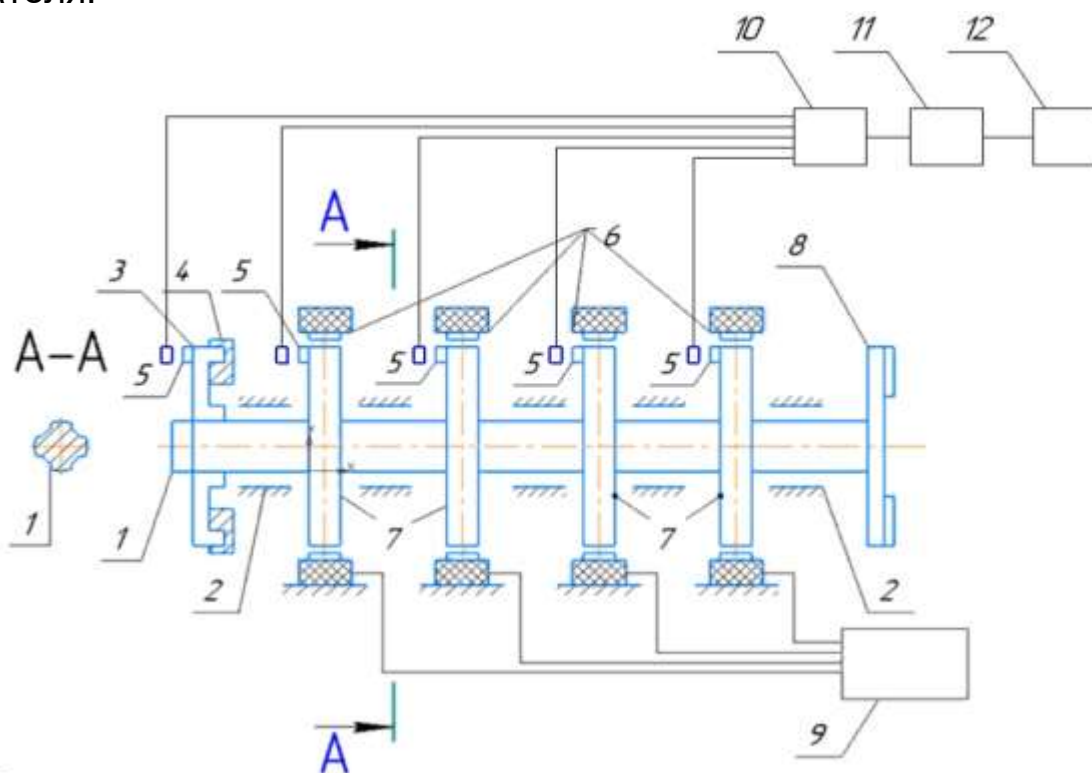


Рисунок 1 – Схема стенда для проверки гасителей крутильных колебаний

- 1 - шлицевой вал, 2 – подшипники качения, 3 – маховик, 4 – инерционные массы, 5 – датчики, 6 – статоры, 7 - роторы, 8 – гаситель крутильных колебаний, 9 – импульсная система подачи переменного тока, 10 — аналогово-цифровой преобразователь, 11 — усилитель сигнала, 12 — регистрирующее устройство.

Конструкция данного испытательного аппарата подразумевает наличие следующих конструктивных элементов: шлицевой вал на подшипниках качения, роторы, установленные на этом валу; коаксиально роторам устанавливаются статоры с возбуждающими обмотками, к которым подведён электрический ток.

Особенность представляемой конструкции в том, что на одном конце шлицевого вала устанавливается испытуемый гаситель, а на другом конце маховик, со следующей особенностью – изменяемой инерционной массой. Статоры подключаются к системе, которая импульсно подаёт переменный ток, роторы снабжены датчиками, которые регистрируют крутильные колебания. Данные датчики подключены к преобразователю и усилителю сигнала, которые преобразовав сигнал передают его на регистрирующее устройство. Так же роторы и статоры имеют возможность перемещаться вдоль вала. На вал устанавливаются, как минимум, четыре ротора и коаксиальные им статоры. Вал, как было уже упомянуто, шлицевой.

Состав устройства следующий: шлицевой вал 1, установленный на подшипниках качения 2. На одном из концов шлицевого вала 1 закреплён маховик 3, инерционная масса 4 которого изменяема. Минимальное количество установленных, обязательно подвижных статоров 6 и роторов 7, которые так же являются электродвигателями – 4 штуки. К статорам подключена система импульсной подачи переменного тока 9. Датчики 5, регистрирующие крутильные колебания, передают информацию на преобразователь 10, после которого сигнал усиливается усилителем 11 и передаётся на регистратор 12. На противоположном конце вала установлен испытуемый гаситель крутильных колебаний 8.

Работа устройства происходит следующим образом: Необходимая конфигурация коленчатого вала устанавливается, путём перемещения роторов 7 и статоров 8 по шлицевому валу на необходимое друг от друга расстояние. На маховике 3 устанавливаются необходимые инерционные массы. Аппарат запускают два раза, без гасителя крутильных колебаний и с гасителем, для того, чтобы проверить эффективность гашения вибраций на шлицевом валу 1. Ток импульсно подаётся на статоры 6, согласно порядку работы цилиндров ДВС. Ток создаёт вращающееся магнитное поле, как следствие – крутящий момент, заставляющий роторы 7 вращаться.

Вращаясь под действием крутящего момента, у вала 1 появляются крутильные колебания. Датчики 5, установленные на роторах 7 фиксируют крутильные колебания в течении двух проверок, с ГКК и без него. Далее сигнал передаётся на преобразователь 10 с усилителем 11 и записывается в память устройства 12.

Исходя из всего вышесказанного можно сделать вывод, что представленная конструкция позволяет выбрать практически любую конфигурацию коленвала, что расширяет функциональные возможности самого

стенда, а так же за счёт использования маховика с изменяемой инерционной массой можно более точно получить данные о крутильных колебаниях.

### *Литература*

1. Халиуллин, Ф. Х. Методика оценки экологических показателей ДВС мобильных машин при неустановившихся режимах работы/ Ф. Х. Халиуллин, А. М. Амиров // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – Казань, 2011. - Т. 6. - № 4 (22). - С. 102-104.

2. Халиуллин, Ф. Х. Особенности использования алгоритма Байеса для безразборной диагностики двигателей внутреннего сгорания / Ф. Х. Халиуллин, А. Ф. Халиуллин, И. Р. Ахметзянов, И. И. Гильмутдинов // Современные наукоемкие технологии. - 2017. - № 8. - С. 75-80.

3. Чистяков, В. К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания.- М.: Машиностроение, 1989. – 256 с.:ил.

4. ГОСТ Р ИСО 3046-5-2004 Двигатели внутреннего сгорания. Характеристики. Часть 5. Крутильные колебания.

5. Wang, Y. Prediction of torsional damping coefficients in reciprocating engine/Journal of sound and vibration / Y.Wang, T. C.Lim // The university of Alabama, 2000. - p.710-719.

6. Troy Feese, P. E. Guidelines for preventing torsional vibration problems in reciprocating machinery / P. E.Troy Feese, Charles Hill // San Antonio, Texas, 2002.-45p.

7. Bejan Liliana, Poterasu Victor Florin. Eigenvalues and eigensensitivities of the crankshaft damped vibration / Buletinul institutului politehnic. Bucur-esti. Sec 5, 1995. - №3. - p. 27-32.

8. Martinek Felix. Drehschwingungsdämpfung beim Hubkolbenmotor. MTZ: Motortech-nische Zeitschrift, 1998, №3. p. 172-175.

9. Chao Chang-Po, Show S.W., Lee Cheng-Tang. Stability of the unison response for a rotating system with multiple tautochronic pendulum vibration absorbers. Transactions of ASME: Journal of appl. Mechanics. 1997, №1. p. 149-156.

10. Абдуллин А. Л., Халиуллин Ф. Х., Матросов В. М. Демпфер / Патент на изобретение RU 2405991 С1, 10.12.2010. Заявка № 2009114013/11 от 13.04.2009.

11. Халиуллин Ф. Х., Абдуллин А. Л., Гатауллин Н. А., Сосновский А. П., Романов Р. М. Стенд для испытаний гасителей крутильных колебаний. / Патент на изобретение № 2712937. 23.02.2020 г.

© Броницкий А.В., Халиуллин Ф.Х., 2021

УДК 629.3

**УТОЧНЕННАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГАСИТЕЛЕЙ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ С АДАПТИВНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ**

*Дымолазов Д.М. – бакалавр; e-mail: dymolazovdenis@mail.ru,*

*Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru*

*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*

**Аннотация:** расчет гасителей крутильных колебаний коленчатых валов является сложной итерационной задачей, требующий экспериментальную доводку конструктивных параметров проектируемых изделий. Особенно усложняется задача для гасителей крутильных колебаний с адаптивными характеристиками. В статье предлагается методика предварительного расчета таких конструкций.

**Ключевые слова:** гаситель крутильных колебаний, адаптивные характеристики.

**REFINED METHOD FOR CALCULATING TORQUE VIBRATION DAMPERS WITH ADAPTIVE CHARACTERISTICS**

*Dymolazov D.M. - bachelor; e-mail: dymolazovdenis@mail.ru,*

*Khaliullin F.Kh. - Ph.D., associate professor; e-mail: nzrg555@mail.ru*

*Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia*

**Abstract:** calculation of crankshaft torsional vibration dampers is a complex iterative task that requires experimental refinement of the design parameters of the designed products. The task is especially complicated for torsional vibration dampers with adaptive characteristics. The article proposes a methodology for the preliminary calculation of such structures.

**Keywords:** torsional vibration damper, adaptive characteristics.

В процессе эксплуатации в сечениях коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания (ДВС) возникают крутильные колебания, которые негативно влияют на их рабочие характеристики, создают дополнительные напряжения, снижающие их долговечность и ресурс [1-6]. С целью уменьшения отрицательного влияния на ресурс коленчатых валов, а также для гашения амплитуд крутильных колебаний, на валах устанавливаются демпферы или гасители крутильных колебаний. Необходимо отметить, что большинство существующих демпферов спроектировано и работают таким образом, что эффективно работают только при определенной частоте вращения коленчатого вала, либо в узком диапазоне изменения этих частот [7-9]. Авторами был спроектирован демпфер [10], который за счет переменного момента инерции колебательного звена имеет широкий диапазон эффективной рабочей зоны. Ниже предлагается методика расчета такого демпфера [11-14].

Исходными данными для определения параметров демпфера являются результаты расчетов на крутильные колебания коленчатого вала, а именно:

- 1) параметры эквивалентной крутильной схемы;
- 2) собственные частоты крутильных колебаний и соответствующие им резонансные режимы работы двигателя;
- 3) гармонический анализ крутящего момента двигателя на всех резонансных режимах работы;
- 4) амплитуды колебаний моторных масс и возникающие упругие моменты;
- 5) форма колебаний и требуемое место установки демпфера.

Кинематические параметры демпфера определяются по стандартной методике расчета коленчатых валов на крутильные колебания [11].

Геометрические параметры демпфера определяются по конструктивным соображениям. При этом необходимо определить исходное значение момента инерции диска маховика и зависимость его изменения от частоты вращения коленчатого вала.

Авторами была разработана методика расчета кинематических и конструктивных параметров гасителя крутильных коленчатых валов ДВС с использованием маховика с переменным моментом инерции [16-18].

Определение амплитуд колебаний корпуса маховика в случае с постоянным и переменным моментом инерции.

Для определения требуемого момента инерции маховика при резонансной частоте вращения допустим, что демпфер гасит 85-95% энергии возмущающего момента.

Допустим, что

$$0,9 \times W_{\text{возм}} = W_{\text{демп}}, \quad (1)$$

где  $W_{\text{возм}}$  – работа возмущающего момента;

$W_{\text{демп}}$  – работа демпфера.

Работа возмущающего момента:

$$W_{\text{возм}} = \pi \times M_{\kappa} \times A_1^* \times R_s, \quad (2)$$

где:  $M_{\kappa}$  – амплитуда  $k$ -й гармоники крутящего момента для резонансного режима работы;

$A_1^*$  – абсолютная амплитуда первой моторной массы;

$$R_s = \sqrt{\left[ \sum_{i=1}^N a_i^* \sin(k_M \Delta \theta_{1-i}) \right]^2 + \left[ \sum_{i=1}^N a_i^* \cos(k_M \Delta \theta_{1-i}) \right]^2}, \quad (3)$$

$a_i^*$  – относительные амплитуды моторных масс;  
 $\Delta\theta_{1-i}$  – сдвиг по фазе между моторными массами.

Предположим, что момент сопротивления, действующий на корпус демпфера со стороны маховика пропорционален разности скоростей относительного смещения, то получим:

$$M_D = \zeta_D \times (\dot{t}_K - \dot{t}_M), \quad (4)$$

где:  $\zeta_D$  – коэффициент демпфирования;

$\dot{t}_K$  – скорость колебательного движения корпуса демпфера (место крепления на коленчатом валу);

$\dot{t}_M$  – скорость колебательного движения маховика.

Если допустить, что на установившемся резонансном режиме корпус и маховик будут совершать колебания одинаковой частоты, но с фазовым сдвигом  $\varphi_D$ , то между относительными амплитудами корпуса  $a_K$  и маховика  $a_M$  будет зависимость:

$$a_M = a_K / \sqrt{1 + \left(\frac{J_M \times \omega_B}{\zeta_D}\right)^2} = a_K / \sqrt{1 + \text{tg}^2 \varphi_D} = a_K \times \cos \varphi_D, \quad (5)$$

где  $\text{tg} \varphi_D = \frac{(J_M \times \omega_B)}{\zeta_D}$ . (6)

При резонансном режиме со стороны маховика на корпус демпфера действует момент:

$$M_M = J_M \times \ddot{t}_M - M_D = J_M \times \ddot{t}_M - \zeta_D (\dot{t}_K - \dot{t}_M), \quad (7)$$

где  $\omega_B$  – частота возмущающей силы.

Полученное уравнение показывает, что установка демпфера эквивалентно присоединению добавочной массы с моментом инерции  $J_M \times \cos^2 \varphi_D$ , которая снижает частоту свободных колебаний, и моменту демпфирования, который снижает амплитуду колебаний:

$$M_{M D} = 0,5 \times J_M \times \omega_B \times \sin 2\varphi_D \times \dot{t}_K + (J_M \times \omega_B^2 \times a_K \times \sin 2\varphi_D) \times \cos(\omega_B \times t) \quad (8)$$

Амплитуда момента демпфирования достигает своего максимума при  $\sin 2\varphi_D = 1$ , т.е. при  $\varphi_D = 45^\circ$  и  $\text{tg} \varphi_D = 1$ .

При  $\varphi_D = 45^\circ$  из уравнения (7) можно получить эквивалентное значение момента инерции маховика, присоединенного к колебательной системе коленчатого вала:

$$J_M^{\text{э}} = 0,5 \times J_M \quad (9)$$

Момент инерции масс демпфера, присоединенного к системе:

$$J_D = J_K + 0,5 \times J_M \quad (10)$$

Из условия максимальной эффективности демпфера  $\operatorname{tg} \varphi_D = 1$  можно определить коэффициент его демпфирования:

$$\zeta_D = J_M \times \omega_B \quad (11)$$

и амплитуду момента демпфирования:

$$M_{\text{MAX } M_D} = 0,5 \times J_M \times \omega_B^2 \times a_K \quad (12)$$

Работа момента сопротивления в демпфере за цикл колебаний определится по выражению:

$$W_{\text{демп}} = 0,5 \times \pi \times J_M \times \omega_B \times A_K^{*2} \times \sin 2\varphi_D, \quad (13)$$

где  $A_K^*$  - абсолютная амплитуда корпуса демпфера в месте его крепления на коленчатом валу.

Учитывая условия уравнений 1 и 2 получаем:

$$0,9 \times \pi \times M_K \times A_1^* \times R_S = 0,5 \times \pi \times J_M \times \omega_B \times A_K^{*2} \times \sin 2\varphi_D$$

Отсюда требуемый момент инерции маховика для различных частот вращения определится из соотношения:

$$J_M = \frac{0,9 \times \pi \times M_K \times A_1^* \times R_S}{0,5 \times \pi \times \omega_B \times A_K^{*2} \times \sin 2\varphi_D} = \frac{9 \times M_K \times R_S}{5 \times \omega_B \times A_K^* \times \sin 2\varphi_D} \quad (14)$$

При установке демпфера амплитуда колебаний первой моторной массы определяется с учетом рассеивания энергии колебаний в демпфере:

$$A_{1D}^* = \frac{\pi \times M_K \times R_S}{\frac{2}{\tau} \times \kappa \times \pi \times \omega_{\text{ДВС}} \times \xi \times \sum_{i=1}^N a_i^2 + 0,5 \times \pi \times J_M \times \omega_B \times a_K^2 \times \sin 2\varphi_D}, \quad (15)$$

где  $\tau=4$  – коэффициент тактности;

$\kappa$  – порядок резонирующей гармоники;

$\omega_{\text{ДВС}}$  – резонансная частота вращения коленчатого вала;

$\xi$  – коэффициент демпфирования коленчатого вала.

В случае, если рассматривать только главные и сильные гармоники:

$$A_{1Д}^* = \frac{\sum_{i=1}^N a_i \times M_K}{\frac{2}{\tau} \times \kappa \times \omega_{ДВС} \times \xi \times \sum_{i=1}^N a_i^2 + 0,5 \times J_M \times \omega_B \times a_K^2 \times \sin 2\varphi_D} \quad (16)$$

Тогда отношение амплитуд без демпфера и после его установки определяется выражением:

$$\frac{A_{1Д}^*}{A_1^*} = \frac{1}{1 + \rho \times \sin 2\varphi_D}, \quad (17)$$

$$\text{где } \rho = \frac{0,5 \times J_M \times \omega_B \times a_K^2}{\frac{2}{\tau} \times \kappa \times \omega_{ДВС} \times \xi \times \sum_{i=1}^N a_i^2} \quad (18)$$

При оптимальном выборе параметров конструкции демпфера:

$$\frac{A_{1Д}^*}{A_1^*} = \frac{1}{1 + \rho} \quad (19)$$

Мощность, затрачиваемая на привод демпфера, определяется:

$$N_D = \frac{0,5 \times \pi \times J_M \times \omega_B^2 \times a_K^2}{2 \times \pi / \omega_B} = 0,25 \times J_M \times \omega_B^3 \times a_K^2 \quad (20)$$

### **Выводы.**

В результате разработки предлагаемой методики расчета было установлено:

1) Момент сопротивления в демпфере зависит от нескольких факторов: размеров маховика, зазоров между корпусом и маховиком, вязкости жидкости, скорости сдвига, т.е. амплитуды и частоты колебаний.

2) При более точных расчетах учитывается изменение характеристик жидкости от температуры и от скорости сдвига.

3) При установке демпфера изменяются частоты и формы колебаний системы, поэтому определение его параметров является многопараметрической итерационной задачей оптимизации.

### *Литература*

1. Чистяков, В. К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания / Чистяков В. К. - М.: Машиностроение, 1989. – 256 с.:ил.

2. Дегтярева, Т. С. Реализация и сравнение методов расчета частот собственных крутильных колебаний в поршневых компрессорах / Т. С. Дегтярева, Г. С. Сурков // Известия высших учебных заведений. -



Машиностроение - 11(716) - 2019. – С. 19-25.

3. Анджей Грзондзела, Богдан Поява и Петр Шимак. Анализ действия вязкого демпфера крутильных колебаний коленчатого вала на основе поперечной вибрации блока цилиндров // Явления твердого тела (том 236) с.145-152, <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SS> - P.236.145

4. Кан Шао, Чанг Вен Лю, Фонг Ронг Би, Сиань Фэн Ду, Ся Ван, Цзюнь Хун Чжан. Вибрационное моделирование дизельного двигателя на основе динамики нескольких тел// Прикладная механика и материалы. Тома 97-98 - С. 706-711 <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.97-98.706>

5. Wojciech Homik Torsional vibrations silencers used in vessels propulsion system // Scientific Journals Maritime University of Szczecin Zeszyty Naukowe Akademia Morska w Szczecinie. - 2014, 40(112). - pp. 9-16.

6. Ся Юаньфэн, Хунчэн Ли, Сюн Тянь, Хуньин Ван. Анализ методом конечных элементов на кручение крутильных колебаний трансмиссии для разработки транспортного средства с трансмиссией передних колес // Конспект лекций по электротехнике 201: 55-72 doi: 10.1007 / 978-3-642-33832-8-5.

7. Тверсков, Б. М. Снижение жесткости демпфера - как способ устранения опасных колебаний трансмиссии / Б.М. Тверсков // Автомобильная промышленность. – 2010. - № 03.- С. 11-13.

8. Стручков, А. В. Экспериментальные исследования крутильной податливости элементов трансмиссии / А. В. Стручков, А. А. Климов, Т. Т. Ереско // Системы. Методы. Технологии. – 2016. - 1 (29) с. 33-39 doi: 10.18324/2077-5415-2016-1-33-39

9. Халиуллин, Ф. Х. Крутильные колебания коленчатых валов автотракторных ДВС / Ф. Х. Халиуллин – Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG. - 2012.–69 с.:ил.

10. Абдуллин А. Л., Халиуллин Ф. Х., Матросов В. М. Демпфер. Патент на изобретение RU 2405991 C1, 10.12.2010. Заявка № 2009114013/11 от 13.04.2009.

11. Khaliullin Farit Kh., Alexander V. Matyashin, Rishat R. Akhmetzyanov, Vladimir M. Medvedev and Maxim A. Lushnov. Prospects for using the Bayes algorithm for assessing the technical condition of internal combustion engines // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 635, 10th International Conference on Mechatronics and Manufacturing (ICMM 2019) 21–23 January 2019, Bangkok, Thailand, doi:10.1088/1757-899X/635/1/012016.

12. Khaliullin, F., Aladashvili, J. K., Nurmiev, A. A., Pikhullin, G. V., Sinitsky, S. A. Determination of statistical data of conditional probabilities of the technical condition of internal combustion engines when compiling the Bayes diagnostic table // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 635, 10th International Conference on Mechatronics and

Manufacturing (ICMM 2019) 21–23 January 2019, Bangkok, Thailand, doi:10.1088/1757-899X/635/1/012017.

13. Халиуллин, Ф. Х. Конструктивные параметры и характеристики крутильных колебаний коленчатого вала ДВС / Ф. Х. Халиуллин, В. М. Матросов // Автомобильная промышленность. – 2010. – №11. - С.7-8.

14. Халиуллин, Ф. Х. Методика расчета динамических гасителей крутильных колебаний коленчатых валов ДВС / Ф. Х. Халиуллин // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - №3(21). - 2011. - С. 104-109.

15. Абдуллин А.Л. Гаситель крутильных колебаний широкого диапазона действия / А. Л. Абдуллин, Ф. Х. Халиуллин, В. М. Матросов // Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н.Туполева.- №3. - 2009. - С.19-23.

16. Халиуллин, Ф. Х. Методика расчета гасителя крутильных колебаний коленчатого вала ДВС с маховиком с переменным моментом инерции / Ф. Х. Халиуллин, В. М. Матросов // Вестник машиностроения. Ежемесячный научно-технический и производственный журнал. - №12. - 2009. - С.30-32.

17. Ахметзянов И.Р. Особенности использования алгоритма Байеса для безразборной диагностики двигателей внутреннего сгорания / И. Р. Ахметзянов, Ф. Х. Халиуллин, А. Ф. Халиуллин, И. И. Гильмутдинов // Современные наукоемкие технологии. - 2017. - № 8. - С. 75-80.

18. Галеев Г.Г. Обзор программных продуктов для моделирования функционирования энергетических установок мобильных машин / Г. Г. Галеев, Ф. Х. Халиуллин, Р. Р. Шириязданов // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2012. - Т. 7. - № 2 (24). - С. 66-72.

© Дымолазов Д.М., Халиуллин Ф.Х., 2021

УДК 658.532

## **ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ АДАПТИВНЫХ ОПОР СИЛОВЫХ УСТАНОВОК МОБИЛЬНЫХ МАШИН В ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ УСЛОВИЯХ**

*Егоров Н.М. – аспирант; e-mail: egnicholas333@gmail.com,*

*Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru*

*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*

**Аннотация:** в данной статье представлена методика расчета экономической эффективности применения адаптивных опор силовых установок мобильных машин в эксплуатационных условиях на основе расхода топлива.

**Ключевые слова:** адаптивная опора, расход топлива, экономическая эффективность.

## ECONOMIC EFFICIENCY OF APPLICATION OF ADAPTIVE SUPPORTS OF POWER UNITS OF MOBILE MACHINES IN OPERATING CONDITIONS

*Egorov N.M. - postgraduate student; e-mail: egnicholas333@gmail.com,  
Khaliullin F.Kh. - PhD of Technics, associate professor; e-mail:  
nzrg555@mail.ru*

*Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia*

**Annotation:** this article presents a methodology for calculating the economic efficiency of the use of adaptive supports for power plants of mobile machines in operating conditions based on fuel consumption.

**Key words:** adaptive support, fuel consumption, economic efficiency.

Одной из основных составляющих целесообразности внедрения новой конструкции помимо достигаемой производительности, увеличения качества того или иного выходного параметра и т.д. является оценка экономической эффективности внедрения. Для проводимой научной работы основным критерием экономической оценки был выбран достигаемый расход топлива, с последующим выражением в денежном эквиваленте. Значения экономии расхода топлива были приняты по результатам экспериментальных исследований, причем для разных режимов работы экономия достигала разные значения, поэтому режимы работы силового агрегата при проведении сельскохозяйственных операций и транспортных работ в полевых условиях были сопоставлены с режимами работы двигателя при проведении экспериментальных исследований, при которых имитировались схожие условия. Для годовой расчета экономической эффективности с учетом годовой загрузки [1-3] трактора МТЗ-82 были приняты следующие виды работ и сельскохозяйственных машин: вспашка - ПЛН-3-35, культивация - КПС-4, заготовка кормов из трав КПРН-3А, транспортные работы – 2ПТС-4. Также приняты основные усредненные значения продолжительности переездов, разворотов и т.д.[4,5] Цена дизельного принята для ниже рыночной, так как у сельскохозяйственных предприятий республики Татарстан имеется возможность покупки топлива на льготных условиях.

Для расчета расхода топлива, в первую очередь необходимо рассчитать общую продолжительность работы двигателя трактора в течение смены на разных режимах работы[6-10]. В общем виде время работы трактора с заведенным двигателем равно:

$$T_P = T_{CM} - (T_{om} + T_{np} + T_{oo} + T_{nr}),$$

где  $T_{CM}$  - продолжительность смены, ч;

$T_{om}$  - продолжительность отдыха и личное время механизатора, ч;

$T_{np}$  - продолжительность подготовительных работ на загоне, ч;

$T_{oo}$ -продолжительность обслуживания и очистки агрегата на загоне, ч.

$T_{нр}$ -время затраченное на получение наряда на работу, ч.

С другой стороны, время работы трактора за смену представляет собой период в течении которого происходили все действия, при которых двигатель был запущен. Она включает в себя переезды, развороты МТА, обработка почвы, транспортные работы, стоянки [11-13]. При проведении работ связанных с обработкой земли, время работы трактора за смену равна:

$$T_{Рсхр} = T_{п} + T_{раз} + T_{см} + T_{об}$$

$T_{п}$ -время на переезды в начале и конце смены, ч;

$T_{раз}$ -время на развороты МТА, ч;

$T_{см}$ -стоянки и прочие вынужденные остановки, ч;

$T_{об}$ -продолжительность обработки земли, ч.

Расход топлива в течении смены при проведении сельскохозяйственных работ описывается уравнением:

$$Q_{схр} = q_{п} \cdot T_{п} + q_{раз} \cdot T_{раз} + q_{хо} \cdot T_{см} + q_{об} \cdot T_{об},$$

где  $q_{п}$ - норма расхода топлива при переездах, кг/ч;

$q_{раз}$ -норма расхода топлива при разворотах, кг/ч;

$q_{хо}$ -норма расхода топлива при работе двигателя на холостых оборотах, кг/ч;

$q_{об}$ -норма расхода топлива при проведении обработки почвы (соответствующей сельскохозяйственной работы), кг/ч;

Для транспортных работ время работы трактора за смену равно:

$$T_{РТП} = T_{см} - (n_{р} \cdot T_{по} + T_{ом} + T_{нр}),$$

где  $T_{по}$ -время затраченное на погрузку, ч;

$n_{р}$ -количество рейсов в смену.

Количество рейсов в смену находим из уравнения:

$$n_{р} = \frac{T_{см} - (T_{ом} + T_{нр} + T_{см})}{(T_{по} + T_{в}) + \left(\frac{S}{V_{зр}} + \frac{S}{V_{бз}}\right)},$$

где  $S$ - расстояние перевозки грузов, км;

$T_{в}$ -время затраченное на выгрузку, ч;

$V_{зр}$ - скорость машинно-тракторного агрегата с груженным прицепом, км/ч;

$V_{бэ}$ - скорость машинно-тракторного агрегата с прицепом без груза, км/ч.

Отсюда время работы двигателя в смену при проведении транспортных работ равно:

$$T_{Рдвс} = n_p \left( T_в + \frac{S}{V_{зр}} + \frac{S}{V_{бэ}} \right) + T_{см},$$

Расход топлива в течении смены при транспортных работ описывается уравнением:

$$Q_{тр} = n_p \left( q_{хо} \cdot T_в + q_{зр} \cdot \frac{S}{V_{зр}} + q_{бэ} \cdot \frac{S}{V_{бэ}} \right) + q_{хо} \cdot T_{см},$$

где  $q_{зр}$ -расход топлива при проведении транспортных работ с грузом;

$q_{бэ}$ -расход топлива при проведении транспортных работ без груза (обратная дорога).

Расход топлива в течении года для каждого из вида работ равен:

$$Q_{год} = Q_{см} \cdot \left( \frac{W}{T_p} \right),$$

где  $Q_{см}$ - расход топлива в смену при проведении той или иной работы, кг за смену;

$W$ -годовая загрузка СХМ, ч.

В общем случае для расчета окупаемости внедренного устройства необходимо определить себестоимость работы для базовой конструкции и новой, которая имеет вид:

$$C = C_{зп} + C_{тсм} + C_{рто} + A,$$

где  $C_{зп}$ -затраты на оплату труда механизаторов, руб/га;

$C_{тсм}$ -затраты на топливо-смазочные материалы, руб/га;

$C_{рто}$ -затраты на ремонт и техническое обслуживание машин, руб/га;

$A$ -амортизационные отчисления, руб/га.

Но для упрощения расчетов уберем из данного уравнения затраты на оплату труда механизаторов, так как его значение для двух вариантов конструкции будет одинаковым, а остальные слагаемые представим в виде расходов за год с учетом нормативных отчислений от балансовой стоимости:

$$Z = Z_{тсм} + Z_{рто} + Z_{ам}$$

где -общие затраты при использовании трактора, руб/год;

$Z_{тсм}$ - затраты на топливо-смазочные материалы, руб/год;

$Z_{рто}$ -затраты на ремонт и техническое обслуживание машин, руб/год;

$Z_{ам}$  – амортизационные отчисления, руб/год.

Затраты на ремонт и ТО в год:

$$Z_{рто} = \frac{C_б \cdot n}{100},$$

где  $C_б$ - балансовая стоимость трактора, руб;

$n$ – норма затрат на ремонт и ТО, %

Затраты на амортизационные отчисления:

$$Z_{ам} = \frac{C_б \cdot a}{100},$$

где  $C_б$ - балансовая стоимость трактора, руб;

$a$  – норма амортизационных отчислений, %

Годовая экономия определяется по формуле:

$$\mathcal{E}_{год} = Z_0 - Z_1,$$

где  $Z_0$  и  $Z_1$ -общие затраты при использовании базовой и проектируемой конструкции соответственно, руб.

Срок окупаемости определяется по формуле:

$$T_{ок} = \frac{C_{Б0} - C_{Б1}}{\mathcal{E}_{год}}$$

где  $C_{Б0}$ ,  $C_{Б1}$  – балансовая стоимость заводской конструкции и проектируемой конструкции, руб.

Коэффициент эффективности вложений:

$$E_{эф} = \frac{1}{T_{ок}}$$

Основные результаты расчетов экономической эффективности применения адаптивной опоры сведены в таблицу.

Таблица 1

| Показатель | Заводская опора | Адаптивная опора |
|------------|-----------------|------------------|
|            |                 |                  |

|                                    |        |          |
|------------------------------------|--------|----------|
| Затрачено в год топлива на вспашку | 2691,3 | 2622,5   |
| на культивацию                     | 1374,2 | 1335,2   |
| на заготовку кормов из трав        | 2285,5 | 2220,9   |
| на транспортные работы             | 7473,5 | 7253,1   |
| Затраты на ГСМ, руб                | 682936 | 663525,6 |
| Затраты на ремонт и ТО в год, руб  | 180000 | 184000   |
| Амортизационные отчисления, руб    | 81900  | 83720    |
| Годовая экономия, руб              | 13584  |          |
| Срок окупаемости, год              | 1,47   |          |
| Коэфф. эффективности вложений      | 0,68   |          |

### *Литература*

1. Аврамчук, В. С. Анализ сигналов вибрации двигателя внутреннего сгорания / В. С. Аврамчук, В. П. Казьмин // Известия Томского политехнического университета. - 2013. - Т. 323. - № 5 – С.69.

2. Аллилуев, В. А. Практикум по эксплуатации машинно-тракторного парка / В. А. Аллилуев, А. Д. Ананьин, А. Х. Морозов - М.: Агропромиздат. – 1987. - С.22-30.

3. Асадуллин, Э. З. Основные направления развития технического сервиса в агропромышленном комплексе Татарстана / Э. З. Асадуллин, Ф. Ф. Ибляминов, Т. Р. Закирова // Вестник Казанского ГАУ. - №2 (36). - 2015. – С.60-62.

4. Халиуллин, Ф. Х. Обзор программных продуктов для моделирования функционирования энергетических установок мобильных машин / Ф. Х. Халиуллин, Г. Г. Галеев, Р. Р. Шириязданов // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2012. - Т. 7. - № 2 (24). - С. 66-72.

5. Методика определения экономической эффективности использования научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. - М.: Россельхозиздат, 1984. - 103 с.

6. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники / Под рук. Шпилько А. В. - М.: ГП УСЗ Минсельхозпрома России, 1998. - 219 с.

7. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники. МСХ РФ. Ч. 1.- М.: ВНИЭСХ, 1998.- 220 с.

8. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники. МСХ РФ. Ч.Н. - М.: ВНИЭСХ, РИЦ ГОСНТИИ, 1998.-252 с.

9. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники. Ч. 2. Нормативно-справочный материал / Под рук. Шпилько А. В. - М.: РИЦ ГОСНИТИ, 1998. - 251 с.

10. Халиуллин, Ф. Х. Влияние условий функционирования автомобилей КамАЗ на их экономичность с учетом динамических характеристик двигателя / Автореферат дис. ... кандидата технических наук / Казан. с.-х. ин-т им. М. Горького. Казань, 1992

11. Ситдигов, Ш. Р. Анализ существующих технологий восстановления деталей с одновременным упрочнением / Ш. Р. Ситдигов, М. Н. Калимуллин, А. М. Ханнанов // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации: Научные труды I-ой Международной научно-практической конференции, Казань, 06–07 февраля 2020 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 201-205.

12. Хабибуллин, Д. В. Анализ применения различных форм тока при электролизе / Д. В. Хабибуллин, А. Р. Ахметзянов, М. Н. Калимуллин // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации : Научные труды I-ой Международной научно-практической конференции, Казань, 06–07 февраля 2020 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 206-213.

13. Назипов Р. Р. Пути увеличения срока эксплуатации лемеха плуга / Р. Р. Назипов, М. Н. Калимуллин, М. З. Салимзянов, Р. В. Шарипов // Сельское хозяйство и продовольственная безопасность: технологии, инновации, рынки, кадры : Научные труды II Международной научно-практической конференции, посвященной 70-летию Института механизации и технического сервиса и 90-летию Казанской зоотехнической школы, Казань, 28–30 мая 2020 года.

© Егоров Н.М., Халиуллин Ф.Х., 2021

УДК 629.3

### **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ МТА ЗА СЧЕТ УЛУЧШЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТОПЛИВОПОДАЧИ В ЦИЛИНДРЫ**

***Зарипов А.А. – бакалавр; e-mail: zaripov3485@gmail.com,***

***Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru***

*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*

**Аннотация:** современная система питания дизельных двигателей является сложной по конструкции, эффективной по результатам работы составляющим элементов всего силового агрегата. Правильный выбор конструктивных параметров является наиболее сложным вопросом в проектировании этих систем. В статье предлагается методика расчета топливного насоса высокого давления топливной системы CommonRail.



**Ключевые слова:** система топливопитания, топливный насос, цикловая подача топлива.

## **INCREASING THE EFFICIENCY OF THE USE OF MTA ENGINES BY IMPROVING THE CHARACTERISTICS OF FUEL SUPPLY INTO CYLINDERS**

**Zaripov A.A. - bachelor; e-mail:zaripov3485@gmail.com,**

**Khaliullin F.Kh. - PhD of Technics, associate professor;**

**e-mail:nzrg555@mail.ru**

*Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia*

**Abstract:**the modern power supply system for diesel engines is complex in design, efficient in terms of the results of the work of the constituent elements of the entire power unit. The correct choice of design parameters is the most difficult issue in the design of these systems. The article proposes a method for calculating the high-pressure fuel pump of the Common Rail fuel system.

**Keywords:** fuel supply system, fuel pump, cyclic fuel supply.

Аккумуляторная система впрыска горючего в дизельных двигателях представляется наиболее прогрессивным вариантом впрыска. Процесс подачи топлива в CommonRail основан на подведении и распределении топлива под большим давлением к рабочим форсункам через топливную рампу[1-5].

Использование этой системы дает возможность максимально снизить расход топлива, уменьшить токсичность отработанных газов, уровень шума при работе двигателя.

Одним из главных преимуществ аккумуляторной системы впрыска является широкий спектр настройки давления и момента начала впрыска подаваемого топлива, которые достигаются путем разделения процессов их создания [5-10].

Конструктивно аккумуляторная система впрыска представляет собой контур повышенного давления системы подачи горючего дизельного ДВС. В двигателях с CommonRail также используется непосредственный впрыск дизельного топлива, позволяющий подавать топливо под давлением непосредственно в камеры сгорания [11-15]. Одним из основных агрегатов этой системы является ТНВД (топливный насос высокого давления), а правильная его работа обеспечивает эффективность двигателя в целом. Рассмотрим методику расчета топливного насоса для системы CommonRail[15-22].

Исходные данные:

Мощность двигателя  $N_e$ ;

Удельный расход топлива  $g_e$ ;

Частота вращения коленчатого вала  $n$ ;

Число цилиндров  $i$ .

Максимальное и минимальное давление в аккумуляторной части системы:

$$P_{\max} = \left( \frac{\delta \cdot \sqrt{\bar{P} - P_u}}{100\%} + \sqrt{\bar{P} - P_u} \right)^2 + P_u$$

$$P_{\min} = \left( \frac{-\delta \cdot \sqrt{\bar{P} - P_u}}{100\%} + \sqrt{\bar{P} - P_u} \right)^2 + P_u$$

где  $\bar{P} = 180 \div 220 \text{ МПа}$  - среднее давление в аккумуляторе,  
 $P_u = 4 \div 5 \text{ МПа}$  - давление в цилиндре,  
 $\delta = 1 \div 3\%$ .

Цикловая подача:

$$q_u = \frac{Ne \cdot g_e \cdot 10^{5^3}}{3 \cdot \rho_T \cdot i \cdot n}$$

Цикловой расход на управление:

$$q_{упр} = \Delta \cdot q_u,$$

где  $\Delta = 0,2-0,5$  – безразмерный коэффициент слива.  
 Цикловой расход на форсунку:

$$q_\phi = q_u + q_{упр}$$

Объем аккумуляторной части:

$$V_{ак} = \frac{q_\phi}{\beta \cdot (P_{\max} - P_{\min})}$$

где  $\beta = 35 \cdot 10^{-5} \frac{1}{\text{МПа}}$  - коэффициент сжимаемости.

Длина аккумуляторной части:

$$L = \frac{4 \cdot V_{ак}}{\pi \cdot D_{вн}^2}$$

где  $D_{вн} = (0,6 \div 1) \text{ см}$ .

Динамический резерв:

$$\Delta Q_{д.р.} = \frac{\beta \cdot (\bar{P} - P_{xx}) \cdot V_{ак}}{\Delta \tau}$$

где  $P_{xx} = 80 \div 100 \text{ МПа}$  - давление на холостом ходу

$\Delta\tau = (0,1 \div 0,4)c$  - время накачки.

Объемный расход ТНВД:

$$Q_{\text{ТНВД}} = \Delta Q_{\text{о.р}} + \frac{n \cdot i \cdot q_{\phi}}{120}$$

Подбор трубопровода минимальной скорости 10м/с:

$$d \approx \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{ТНВД}}}{\pi \cdot w}}, \text{ принимаем } d = 0,3 \text{ см.}$$

Скорость вращения валика топливного насоса:

$$n_n = \frac{n}{2} \text{ об/мин}$$

Время одного оборота валика насоса:

$$\tau = \frac{60}{n_n}$$

Рабочий объем ТНВД:

$$V_{\text{ТНВД}} = Q_{\text{ТНВД}} \cdot \tau$$

Объем одной секции:

$$V_{\text{секц}} = \frac{V_{\text{ТНВД}}}{j}$$

где  $j = 2 \div 4$  - количество секций.

Ход плунжера:

$$S_{\text{пл}} = \frac{4 \cdot V_{\text{секц}}}{\pi \cdot d_{\text{пл}}^2},$$

где  $d_{\text{пл}} = 0,5 \div 1 \text{ см.}$

$$e = \frac{S_{\text{пл}}}{2}$$

Находим ход и скорость всех трех плунжеров относительно поворота вала насоса ( $i$  – номер плунжера):

$$S_{\text{ни}} = e \cdot \left( 1 - \cos \left( \varphi + \frac{360 \cdot (i-1)}{j} \right) \right)$$

$$W_{\text{ни}} = \frac{\pi \cdot n_n}{30} \cdot e \cdot \sin \left( \varphi + \frac{360 \cdot (i-1)}{j} \right)$$

Суммарный расход:

$$\Sigma Q = \Sigma W_{nli} \cdot \frac{\pi \cdot d_{nli}^2}{4}$$

$$\Sigma Q = (W_{n1} + W_{n2} + W_{n3}) \cdot \frac{\pi \cdot d_{nli}^2}{4}$$

Мощность ТНВД:

$$N_{ТНВД} = \frac{\Sigma Q \cdot (\bar{P} - P_{подкач})}{\eta_0 \eta_M}$$

где  $P_{подкач} = 0,5 \div 1 \text{ МПа}$ , принимаем  $P_{подкач} = 1 \text{ МПа}$ ,  $\eta_0 = 0,95$  – объемный КПД,  $\eta_M = 0,85$  – механический КПД.

Момент для привода насоса:

$$M_{ТНВД} = \frac{30 \cdot N_{ТНВД}}{\pi \cdot n_H}$$

Изложенная выше методика расчета позволяет достаточно точно произвести поверочный расчет параметров спроектированного топливного насоса системы CommonRail.

### Литература

1. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов – 3-е. издание переработано и дополнено. – М.: Высш. шк. - 2002г. – 496с.
2. Кадышев, В. Г. Расчет рабочего процесса поршневых и комбинированных автотракторных двигателей. Учебное пособие / В. Г. Кадышев, С. В. Тиунов. - Набережные Челны: КамГПИ, 2002г. - 62 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1985г. – 456с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов / под ред. В. Н. Луканина, М. Г. Шатрова. – М.: Высшая школа, 2005. - 479с.
5. Березовский, А. Б. Теория поршневых двигателей / А. Б. Березовский, А. М. Турилов. – Казань: изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2002. – 150с.
6. Дмитриевский, А. В. Автомобильные бензиновые двигатели / А. В. Дмитриевский – М. : ООО «Издательство АСТ», 2003. – 895с.
7. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова – М.: Машиностроение, 1983. – 375с.
8. Болгарский, А. В. Термодинамика и теплопередача / А. В. Болгарский, Г. А. Мухачев, В. К. Щукин. - М.: Высш. шк., 1975 г. – 495с.

9. Попык, К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К. Г. Попык.- Издание 2-е, переработанное и дополненное. - М.: "Высшая школа", 1970г., 328с.

10. Халиуллин, Ф. Х. Влияние условий функционирования автомобилей КамАЗ на их экономичность с учетом динамических характеристик двигателя / Автореферат дисс. на соискание уч. степени к. т. н. - Казань, 1992-16с.

11. Абдуллин А. Л., Халиуллин Ф. Х., Матросов В. М. Демпфер. Патент на изобретение RU 2405991 С1, 10.12.2010. Заявка № 2009114013/11 от 13.04.2009.

12. Халиуллин, Ф. Х. Обзор программных продуктов для моделирования функционирования энергетических установок мобильных машин / Ф. Х. Халиуллин, Г. Г. Галеев, Р. Р. Шириязданов // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2012. - Т.7. - №2(24). - С. 66-72.

13. Халиуллин, Ф. Х. Методика оценки экологических показателей ДВС мобильных машин при неустановившихся режимах работы / Ф. Х. Халиуллин, А. М. Амиров // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2011. - Т.6. - № 4(22). - С. 102-104.

14. Халиуллин Ф. Х., Ахметзянов И. Р., Шириязданов Р. Р., Халиуллин А. Ф. Стенд для исследования рабочих процессов двигателя внутреннего сгорания в динамических режимах с возможностью имитации некоторых неисправностей двигателя. Патент на полезную модель RUS 151482 30.05.2014.

15. Халиуллин Ф. Х., Ахметзянов И. Р., Шириязданов Р. Р., Халиуллин А. Ф. Прибор для диагностики двигателя внутреннего сгорания по переходным характеристикам. Патент на полезную модель RUS 160474 03.02.2015.

16. Galiullin L.; Valiev R. Diagnostics technological process modeling for internal combustion engines //2017 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing, ICIEAM 2017 – Proceedings, 2017

17. V. S. Avramchuk, V. P. Kazmin, V. A. Faerman and V. T. Le The time-frequency method of signal analysis in internal combustion engine diagnostics//International Conference on Information Technologies in Business and Industry 2016 IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series 803 (2017) 012012 doi:10.1088/1742-6596/803/1/012012

18. Фатьянов М. П. Применение метода кросс-вейвлетов для анализа финансовых рядов // Молодой ученый, 2014. № 3. С. 83.

19. Шиндор О.А. Методика контроля критических режимов работы высокоэнергетических установок на основе вейвлет-анализа их нестационарных флуктуационных и шумовых сигналов / Дисс. на соискание уч. степени к.т.н., Казань, 2015. 164 с.

20. Кабикенов С.Ж., Интыков Т.С., Кириевский М.М., Шалаев В.В. Основы технической эксплуатации транспортной техники/ Карагандин-

ский государственный технический университет.-Караганда: Издательство КарГТУ, 2015. -261 с.

21. Лукасов В.В., Никушкин Н.В. Применение методики поиска неисправностей по теореме гипотез (метод Байеса) в диагностике авиационной техники/ Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева, Выпуск № 4, 2007. – С.71-73.

22. Ахметзянов И.Р. Разработка метода безразборной диагностики двигателя МТА на основе переходных функций его систем с применением алгоритма Байеса/ Дисс. на соискание уч. степени к.т.н., Казань, 2017. 171 с.

© Зарипов А.А., Халиуллин Ф.Х., 2021

УДК 629.3

### **ГАСИТЕЛИ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПОВЫШЕННОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ**

*Морысев М.О. – бакалавр; e-mail: makcon505@mail.ru,*

*Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru*

*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*

**Аннотация:** возникающие крутильные колебания коленчатых валов автотракторных двигателей устраняют, как правило, путем установки гасителей крутильных колебаний. С появлением высокофорсированных двигателей внутреннего сгорания возникает потребность в создании конструкций гасителей крутильных колебаний повышенной эффективности. В статье рассматривается конструкция гасителя с увеличенной поверхностью трения.

**Ключевые слова:** крутильные колебания, гаситель колебаний, коленчатый вал.

### **CRANKSHAFT DAMPERS OF INCREASED EFFICIENCY AUTOMOTOR TRACTOR ENGINES**

*Morisev M.O. - bachelor; e-mail:makcon505@mail.ru,*

*KhaliullinF.Kh. - PhD of Technics, associate professor; e-mail:nzrg555@mail.ru*

*Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia*

**Abstract:**the arising torsional vibrations of the crankshafts of automotive engines are eliminated, as a rule, by installing torsional vibration dampers. With the advent of highly accelerated internal combustion engines, there is a need to create structures for torsional vibration dampers with increased efficiency. The article discusses the design of a damper with an increased friction surface.

**Key words:** torsional vibrations, vibration damper, crankshaft.

Крутильные колебания [1-7] называют периодическими угловыми смещениями, которые возникают в сечениях валов упругой системы при работе ДВС [8-14]. Крутильные колебания создают дополнительные напряжения, вызывая колебания и вибрацию всей силовой установки [8-11]. Колебания коленвала значительно меньше со стороны привода, то есть со стороны маховика, где и осуществляют их привод для устранения влияния колебаний на механизмы [12-21]. Уровень напряжения в шейках коленвала и валах трансмиссии снижают с помощью установки гасителя крутильных колебаний [22-25].

Увеличив полезную площадь работы демпфера можно повысить эффективность его работы. Конструкция такого гасителя [26, 27] приведена на рисунке 1.

Благодаря такому техническому решению, успех предоставленной конструкции, находится в улучшении эффективности демпфирования крутильных колебаний в широком диапазоне изменения частоты вращения коленвала, данное решение позволит увеличить ресурс работы ДВС.

Инженерным решение обеспечивается тем, что в гасителе крутильных колебаний, состоящим из основных частей, таких как крышка, корпус, маховик и фланец, где внутри корпуса находится маховик в среде рабочей жидкости высокой вязкости, а фланец имеет отверстия для закрепления гасителя, новым является изменение в маховике. С наружной стороны маховика выполнены прорези, которые равноудалены относительно друг друга. В прорезях диаметрально расположились упорные пластины, которые надежно крепятся в пазах. Пазы выполнены и в корпусе и в крышке. В стенках прорезей и упорными пластинами зафиксированы пружины, торцы которых опираются в нишу, которые исполнены на поверхности пластин и стенках прорезей. Также изнутри кожуха по середине установлена втулка.

Сущность конструкции объясняется чертежами.

На рис.1 изображен гаситель крутильных колебаний в поперечном и продольном разрезе.

Позиции 1-9: 1- корпус, 2- внешнее распорное кольцо , 3- диск маховика, 4- промежуточный диск, 5- внутреннее распорное кольцо , 6- основание маховика , 7- крышка , 8- стопорное кольцо ,9-подшипник скольжения ,10-жидкость с большой вязкостью.

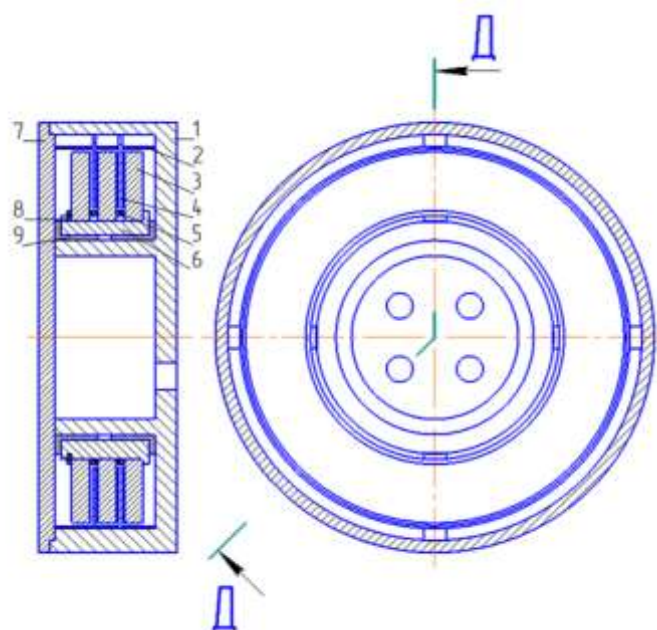


Рисунок 1 - Гаситель крутильных колебаний в поперечном разрезе

Устройство состоит из корпуса 1, который включает в себя рабочее пространство и пазы под промежуточные диски 4, между которыми расположены распорные кольца 2, а также 6-ю отверстиями для крепления гасителя к коленчатому валу (на чертеже не изображено). Корпус 1 закрывается крышкой 7. Внутри корпуса 1 в среде жидкости с высокой вязкостью расположен составной маховик, который состоит из дисков маховика 3, с шипами, и основания маховика 6, с пазами. Между дисками маховика расположены распорные кольца 5. Жидкость с высокой вязкостью 10 создает вязкое сопротивление движению маховика. Внутри корпуса 1 между его поверхностью на внутреннем диаметре и маховиком установлен подшипник скольжения для уменьшения трения при вращательном движении маховика относительно корпуса 1.

Механизм работает таким образом.

Через отверстия во фланце гасителя производят крепление демпфера к коленвалу с помощью болтов (на чертеже не изображено). При работе ДВС в камере сгорания возникают непостоянные силы, которые вызваны неравномерным давлением газов. Данные силы создают колебания коленчатого вала, за счет этого маховик гасителя совершает движение относительно корпуса 1. Чтобы оказать сопротивление движению маховика используется жидкость высокой вязкости. Благодаря применению явления вязкого сопротивления гаситель с таким исполнением уменьшает неблагоприятные колебания в более большом диапазоне оборотов вращения коленвала, и тем самым увеличивает ресурс работы ДВС.



### Литература

1. Дуглас В. Л., Эдсон Л. Д., Сидней А. Г. Анализ крутильных колебаний двигателей в динамометре Предварительный просмотр воздействий при калибровке диска сцепления// Материалы Конференция: SAE 2004 Том: 2004-01-3247, doi: 10.4271 / 2004-01-3247
2. Дегтярева Т.С., Сурков Г.С. Реализация и сравнение методов расчета частот собственных крутильных колебаний в поршневых компрессорах//Известия высших учебных заведений. Машиностроение 11(716) 2019. с 19-25
3. Анджей Грзондзела, Богдан Поява и Петр Шимака. Анализ действия вязкого демпфера крутильных колебаний коленчатого вала на основе поперечной вибрации блока цилиндров //Явления твердого тела (том 236) с.145-152, <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.236.145>
4. Кан Шао, Чанг Вен Лю, Фонг Ронг Би, Сиань Фэн Ду, Ся Ван, Цзюнь Хун Чжан Вибрационное моделирование дизельного двигателя на основе динамики нескольких тел// Прикладная механика и материалы. тома 97-98 с. 706-711 <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.97-98.706>
5. Wojciech Homik Torsionalvibration silencersused in vessels propulsion system// Scientific Journals Maritime University of Szczecin Zeszyty Naukowe Akademia Morska w Szczecinie 2014, 40(112) pp. 9–16
6. Ся Юаньфэн, Хунчэн Ли, Сюн Тянь, Хунъин Ван Анализ методом конечных элементов на кручение крутильных колебаний трансмиссии для разработки транспортного средства с трансмиссией передних колес// Конспект лекций по электротехнике 201: 55-72 doi: 10.1007 / 978-3-642-33832-8-5
7. Тверсков Б.М. Снижение жесткости демпфера - как способ устранения опасных колебаний трансмиссии // Автомобильная промышленность 2010, № 03, с. 11-13
8. А.В. Стручков, А.А. Климов, Т.Т. Ереско Экспериментальные исследования крутильной податливости элементов трансмиссии // Системы. Методы. Технологии 2016 No 1 (29) с. 33-39 doi: 10.18324/2077-5415-2016-1-33-39
9. Troy Feese P.E., Charles Hill. Guidelines for preventing torsional vibration problems in reciprocating machinery. San Antonio, Texas, 2002.-45p.
10. Wang Y., Lim T. C. Prediction of torsional damping coefficients in reciprocating engine/Journal of sound and vibration. The university of Alabama, 2000, p.710-719.
11. Дуглас, В. Л. Анализ крутильных колебаний двигателей в динамометре. Предварительный просмотр воздействий при калибровке диска сцепления / В. Л. Дуглас, Л. Д. Эдсон, А. Г. Сидней // материалы Конференция: SAE 2004. – Том: 2004-01-3247, doi: 10.4271 / 2004-01-3247.
12. Дегтярева, Т. С. Реализация и сравнение методов расчета частот собственных крутильных колебаний в поршневых компрессорах / Т.

С. Дегтярева, Г. С. Сурков // Известия высших учебных заведений. - Машиностроение. - 11(716). - 2019. – С. 19-25.

13. Анджей Грзондзела, Богдан Поява и Петр Шимах. Анализ действия вязкого демпфера крутильных колебаний коленчатого вала на основе поперечной вибрации блока цилиндров // Явления твердого тела (том 236) с.145-152, <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.236.145>.

14. Кан Шао, Чанг Вен Лю, Фонг Ронг Би, СианьФэнДу, Ся Ван, Цзюнь Хун Чжан. Вибрационное моделирование дизельного двигателя на основе динамики нескольких тел // Прикладная механика и материалы. Тома 97-98 -С. 706-711 <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.97-98.706>.

15. Wojciech Homik Torsionalvibrationsilencersused in vessels propulsion system // Scientific Journals Maritime University of Szczecin Zeszyty Naukowe Akademia Morska w Szczecinie. - 2014, 40(112). - pp. 9–16.

16. Ся Юаньфэн, Хунчэн Ли, Сюн Тянь, Хунъин Ван. Анализ методом конечных элементов на кручение крутильных колебаний трансмиссии для разработки транспортного средства с трансмиссией передних колес// Конспект лекций по электротехнике 201: 55-72 doi: 10.1007 / 978-3-642-33832-8-5.

17. Тверсков, Б. М. Снижение жесткости демпфера - как способ устранения опасных колебаний трансмиссии / Б. М. Тверсков // Автомобильная промышленность. – 2010. - № 03. -С. 11-13.

18. Халиуллин, Ф. Х. Влияние условий функционирования автомобилей КамАЗ на их экономичность с учетом динамических характеристик двигателя / Автореферат дис. ... кандидата технических наук / Казан.с.-х. ин-т им. М. Горького. Казань, 1992.

19. Халиуллин, Ф. Х. Особенности использования алгоритма Байеса для безразборной диагностики двигателей внутреннего сгорания / Ф. Х. Халиуллин, А. Ф. Халиуллин, И. Р. Ахметзянов, И. И. Гильмутдинов // Современные наукоемкие технологии. - 2017. - № 8. - С. 75-80.

20. Халиуллин, Ф. Х. Гаситель крутильных колебаний широкого диапазона действия / Ф. Х. Халиуллин, А. Л. Абдуллин, В. М. Матросов // Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева. - 2009. - № 3. - С. 19-22.

21. Халиуллин, Ф. Х., Матросов В. М. Методика расчета гасителя крутильных колебаний коленчатого вала ДВС с маховиком с переменным моментом инерции / Ф. Х. Халиуллин, В. М. Матросов // Вестник машиностроения. - 2009. - № 12. - С. 30-32.

22. Халиуллин, Ф. Х. Конструктивные параметры и характеристики крутильных колебаний коленчатого вала ДВС / Ф. Х. Халиуллин, В. М. Матросов // Автомобильная промышленность. - 2010. - № 11. - С. 7.

23. Халиуллин Ф. Х., Абдуллин А. Л., Матросов В. М., Мокшанов М. Е. Динамический гаситель крутильных колебаний. Патент на изобретение. 2472990 15.07.2011.

24. Халиуллин, Ф. Х. Методика расчета динамических гасителей крутильных колебаний коленчатых валов ДВС / Ф. Х. Халиуллин // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2011. - Т. 6. - №3(21). - С. 104-108.

25. Абдуллин А. Л., Халиуллин Ф. Х., Матросов В. М. Демпфер. Патент на изобретение RU 2405991 С1, 10.12.2010. Заявка № 2009114013/11 от 13.04.2009.

26. Халиуллин Ф. Х., Абдуллин А. Л., Гатауллин Н. А., Сосновский А. П., Ситдииков Б. И. Гаситель крутильных колебаний. Патент на полезную модель. № 189356 от 21. 05. 2019 г.

27. Халиуллин Ф. Х., Абдуллин А. Л., Гатауллин Н. А., Сосновский А. П., Ситдииков Б. И. Гаситель крутильных колебаний. Патент на изобретение. № 2706131 от 14.11. 2019 г.

© Морысев М.О., Халиуллин Ф.Х., 2021

### УДК 629.3

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДИНАМИЧЕСКИХ ГАСИТЕЛЕЙ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

*Морысев М.О. – бакалавр; e-mail: [makcon505@mail.ru](mailto:makcon505@mail.ru)*

*Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: [nzrg555@mail.ru](mailto:nzrg555@mail.ru)*

*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*

**Аннотация:** Расчет динамических гасителей крутильных колебаний коленчатых валов является сложной задачей, требующий экспериментальную доводку конструктивных параметров проектируемых изделий. Особенно усложняется задача для динамических гасителей крутильных колебаний. В статье предлагается методика предварительного расчета таких конструкций.

**Ключевые слова:** гаситель крутильных колебаний, адаптивные характеристики.

## CALCULATION PROCEDURE FOR DYNAMIC DAMPERS OF CRANKSHAFT VIBRATIONS OF AUTOMOTOR-TRACTOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Morysev M.O. - bachelor; e-mail: [makcon505@mail.ru](mailto:makcon505@mail.ru)

Khaliullin F.Kh. - Ph.D., associate professor; e-mail: [nzrg555@mail.ru](mailto:nzrg555@mail.ru)

Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia

**Abstract:** Calculation of dynamic dampers of torsional vibrations of crankshafts is a complex task that requires experimental fine-tuning of the design parameters of the designed products. The task is especially compli-

cated for dynamic torsional vibration dampers. The article proposes a methodology for the preliminary calculation of such structures.

**Key words:** torsional vibration damper, adaptive characteristics.

ДВС в своей работе создает силы напряжения, которые создают непостоянные угловые смещения. Эти силы действуют в сечении валов упругой системы из-за чего возникают вращательные колебания, также их называют крутильными. Подобные напряжения уменьшают ресурс коленвала, создавая вибрацию и резонансные колебания рабочей установки. Существует множество способов решить данную проблему, один из – динамический демпфер. Его устанавливают со стороны маховика. Это обусловлено тем, что в месте соединения коленчатого вала и маховика вибрации и непостоянные возникающие силы выражены изрядно меньше. Подобное исполнение снижает напряжение в шейках коленвала и валах трансмиссии.

Проектировка подобных механизмов выполняется путем сложных расчетов. При этом необходимо помнить, что установка дополнительного устройства меняет как расчетную схему, так и частоту колебаний [8-11]. Пример динам. демпфера представлен на рисунке [12].

Гаситель представляет собой корпус, состоящий из двух кольцевидных половин 1 и 2. Половины друг с другом объединены болтами 9. Во внутренней полости корпуса произведены три выреза 7 и по три профилированные поверхности 10. В вырезах 7 установлены грузы 3, эти две составные связывает пружины 6. Оси вращения 4 располагаются на внешней стороне грузов относительно центра гасителя. На осях вращения располагаются колеса 5. Крепление корпуса демпфера на коленвале 8 осуществляется болтовым соединением, винтами 11.

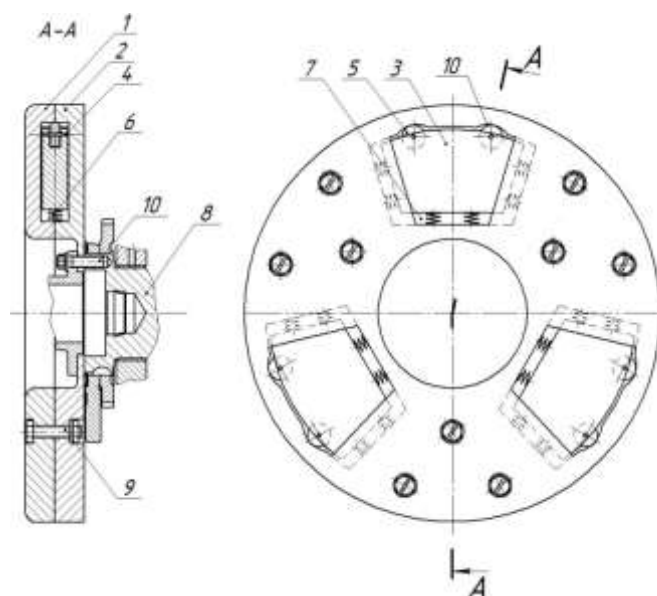


Рисунок 1 – Динамический гаситель крутильных колебаний  
Принцип работы динамического гасителя крутильных колебаний.

Вращение гасителя происходит равномерно поступательно с коленвалом 8. Возникает центробежная сила, которая прижимает грузы 3 к профильной поверхности корпуса 10. При проявлении вибраций и колебаний между кожухом и спецгрузами 3 возникает релятивная разность угловых перемещений за счет тугой связи. Благодаря наличию профильной поверхности 10 и пружин 6 спецгрузы 3 стремятся к внутреннему диаметру корпуса. Однако центробежная сила этому препятствует, разделяя силу спецгрузов 3, которые давят на профилированную поверхность 10, на радиальную и касательную силу. Понижение амплитуды колебаний и появления упругих моментов коленчатого вала достигается противодействием момента силы. Этот момент силы достигается за счет касательной силы, создаваемой конструкцией демпфера. Эффективность работы данной конструкции во многом зависит от массы и правильно подобранных параметров грузов 3, кривизны проф. поверхности 10 и оборотов коленвала 8.

Рассмотрим методику расчета гасителя крутильных колебаний [13, 14].

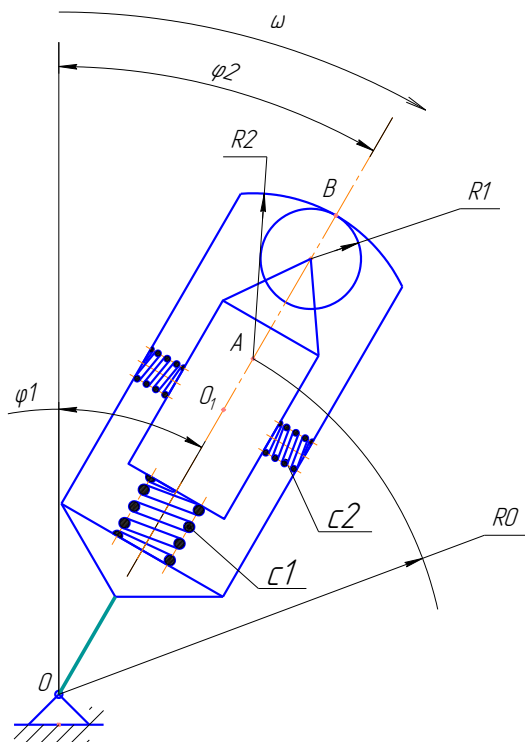


Рисунок 2 – Расчетная схема гасителя

По результатам расчета крутильных колебаний коленвала можно определить исходные данные параметров, а именно:

- 1) характеристику равносильной крутильной модели;
- 2) выявление частот непосредственных колебаний, а также усиленные амплитудные скачки в работе ДВС;
- 3) испытание и анализ непостоянных моментов ДВС на всех резонансных режимах;

4) отклонения колебаний от нормального состояния структурных масс и формирующиеся при этом упругие моменты;

5) Тип и характер колебаний и обязательное место монтажа демпфера.

Исходя из конструкции детали узнают основные параметры для создания правильной геометрической формы гасителя. Для подбора необходимого момента инерции автомобиля, расчет ведут от центра коленвала, а также характеристики угловых колебаний.

Чтобы вычислить необходимый момент инерции маховика при возникновении кратковременных усиленных частот необходимо допустить, что демпфер гасит 85-95% энергии возникающих сил и моментов [4].

Допустим, что  $0,9 \cdot W_{\text{возм}} = W_{\text{демп}}$ ,

где  $W_{\text{возм}}$  – работа возмущающего момента;

$W_{\text{демп}}$  – работа гасителя крутильных колебаний.

Работа возмущающего момента:

$$W_{\text{возм}} = \pi \cdot M_K \cdot A_1^* \cdot R_S,$$

где:  $M_K$  – амплитуда к-й гармоники крутящего момента для резонансного режима работы;

$A_1^*$  – абсолютная амплитуда первой массы силовой установки;

$$R_S = \sqrt{[\sum_{i=1}^N a_i \cdot \sin(k_M \cdot \Delta\theta_{1-i})]^2 + [\sum_{i=1}^N a_i \cdot \cos(k_M \cdot \Delta\theta_{1-i})]^2},$$

$a_i$  – относительные амплитуды масс силовой установки ;

$\Delta\theta_{1-i}$  – сдвиг по фазе между массами силовой установки.

Значение радиального перемещения центра масс грузов при присутствии расхождения углов поворота (вычисляется рис. 3):

$$\Delta l = |CD| = |OC| - |OD| = R_0 + R_2 - |OD|$$

По теореме синусов из  $\triangle OAD$

$$\frac{R_2}{\sin \Delta\varphi} = \frac{R_0}{\sin \beta} = \frac{OD}{\sin \alpha},$$

$$\sin \beta = \frac{R_0}{R_2} \sin \Delta\varphi,$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{R_0}{R_2} \sin \Delta\varphi\right),$$

$$\alpha = 180 - \Delta\varphi - \beta.$$

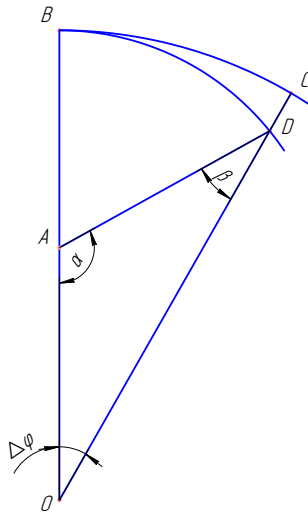


Рисунок 3 – Определение центра масс

$$\begin{aligned}
 |OD| &= \frac{\sin \alpha}{\sin \Delta \varphi} R_2 = R_2 \frac{\sin(180 - \Delta \varphi - \beta)}{\sin \Delta \varphi} = R_2 \frac{\sin(\Delta \varphi + \beta)}{\sin \Delta \varphi} \\
 &= R_2 \left[ \frac{\sin \Delta \varphi \cos \beta + \cos \Delta \varphi \sin \beta}{\sin \Delta \varphi} \right] = R_2 \left[ \cos \beta + \frac{\cos \Delta \varphi}{\sin \Delta \varphi} \sin \beta \right] \\
 &= R_2 \left[ \cos \beta + \frac{\cos \Delta \varphi R_0}{\sin \Delta \varphi R_2} \sin \Delta \varphi \right] = R_2 \cos \beta + R_0 \cos \Delta \varphi \\
 \cos \beta &= (1 - (\sin \beta)^2)^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} (\sin \beta)^2 - \dots = 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{R_0}{R_2} \right)^2 (\sin \Delta \varphi)^2
 \end{aligned}$$

Тогда:

$$\begin{aligned}
 |OD| &= R_2 \left( 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{R_0}{R_2} \right)^2 (\sin \Delta \varphi)^2 \right) + R_0 \cos \Delta \varphi \\
 &= R_2 - \frac{1}{2} \frac{R_0^2}{R_2} (\sin \Delta \varphi)^2 + R_0 \cos \Delta \varphi \\
 \Delta l &= R_0 + R_2 - |OD| = R_0 + R_2 - \left[ R_2 - \frac{1}{2} \frac{R_0^2}{R_2} (\sin \Delta \varphi)^2 + R_0 \cos \Delta \varphi \right] \\
 &= R_0 (1 - \cos \Delta \varphi) + \frac{1}{2} \frac{R_0^2}{R_2} (\sin \Delta \varphi)^2
 \end{aligned}$$

Функции  $\cos \Delta \varphi$  и  $\sin \Delta \varphi$  разложим в степенной ряд.

$$\begin{aligned}
 \cos \Delta \varphi &= 1 - \frac{1}{2} (\Delta \varphi)^2 + \frac{1}{24} (\Delta \varphi)^4 - \dots \\
 \sin \Delta \varphi &= \Delta \varphi - \frac{1}{6} (\Delta \varphi)^3 + \frac{1}{120} (\Delta \varphi)^5 - \dots \\
 (\sin \Delta \varphi)^2 &= \left( \Delta \varphi - \frac{1}{6} (\Delta \varphi)^3 \right)^2 = (\Delta \varphi)^2 - \frac{1}{3} (\Delta \varphi)^4 + \frac{1}{36} (\Delta \varphi)^6 - \dots
 \end{aligned}$$

Отбросим члены более второго порядка малости:

$$\begin{aligned}
 \cos \Delta \varphi &\cong 1 - \frac{1}{2} (\Delta \varphi)^2 \\
 (\sin \Delta \varphi)^2 &\cong (\Delta \varphi)^2
 \end{aligned}$$

$$|OD| = R_2 \left( 1 - \left( 1 - \frac{1}{2} (\Delta\varphi)^2 \right) \right) + \frac{1}{2} \frac{R_0^2}{R_2} (\Delta\varphi)^2 = \frac{1}{2} R_2 (\Delta\varphi)^2 + \frac{1}{2} \frac{R_0^2}{R_2} (\Delta\varphi)^2$$

$$= \frac{1}{2} (\Delta\varphi)^2 \left( R_2 + \frac{R_0^2}{R_2} \right)$$

С учетом (1)

$$\Delta l = |OD| = \frac{1}{2} (\varphi_2 - \varphi_1)^2 \left( R_2 + \frac{R_0^2}{R_2} \right) \quad (4)$$

$$\Delta \dot{l} = (\varphi_2 - \varphi_1) (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) \left( R_2 + \frac{R_0^2}{R_2} \right) \quad (5)$$

Величина восстанавливающего момента  $M_B$

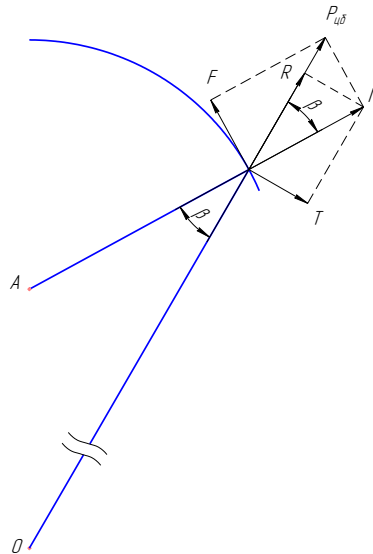


Рисунок 4 – Разложение сил инерции  
Центробежная сила:

$$P_{цб} = M_{ГР} l_0 (\dot{\varphi}_1)^2$$

Центростремительная сила искажается на величину  $\Delta P_{цб}$ , при возникновении разности углов  $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$ , где центр масс изменяется на величину  $\Delta l$

$$\Delta P_{цб} = M_{ГР} \Delta l (\dot{\varphi}_1)^2 = \frac{1}{2} M_{ГР} (\varphi_2 - \varphi_1)^2 \left( R_2 + \frac{R_0^2}{R_2} \right) (\dot{\varphi}_1)^2 \quad (6)$$

Реабилитирующая сила  $T$ :

$$T = N \sin \beta = \Delta P_{цб} \cos \beta \sin \beta = \frac{1}{2} \Delta P_{цб} \sin 2\beta \quad (7)$$

Максимальное значение сила  $T$  имеет при  $\sin 2\beta = 1$   $\beta = 45^\circ$

При этом  $\frac{R_0}{R_2} \sin \Delta\varphi = \frac{\sqrt{2}}{2}$

Работа гасителя определяется:  $W_{ДЕМП} = T(R_0 + R_2 - \Delta l) A_1^* \quad (8)$

Чтобы определить оценку работы грузов, требуется составить уравнение их перемещения. Для этого необходимо приравнять (2) и (8), чтобы определить требуемую массу грузов.



Напишем уравнение Лагранжа 2-го рода. Данная система имеет 2 степени свободы: угловое местонахождение груза  $\varphi_1$  и угловое местонахождение корпуса  $\varphi_2$ .

Кинетическая энергия системы:

$$T_K = \frac{J_2 \dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{3m \{ [\varphi_1(l_0 + \Delta l)]^2 + (\Delta l)^2 \}}{2}, \quad (9)$$

где  $J_2$  - момент инерции корпуса относительно центра вращения;

Потенциальная энергия системы:  $\Pi$

$$\Pi = \frac{c\varphi_2^2}{2} + \frac{3c_1\Delta l^2}{2} = \frac{c\varphi_2^2}{2} + \frac{3c_1}{2} \left[ \frac{1}{2}(\varphi_2 - \varphi_1)^2 \left( R_2 + \frac{R_0^2}{R_2} \right) \right]^2, \quad (10)$$

где  $C$  – жесткость участка вала, где установлен корпус.

Определим  $T$ :

$$\begin{aligned} T &= \Delta P_{\text{цб}} \cos \beta \sin \beta = \frac{1}{2} M_{\text{ГР}} (\varphi_2 - \varphi_1)^2 \left( R_2 + \frac{R_0^2}{R_2} \right) (\dot{\varphi}_1)^2 \\ &\left( 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{R_0}{R_2} \right)^2 (\sin \Delta \varphi)^2 \right) \frac{R_0}{R_2} \sin \Delta \varphi \\ &= \frac{1}{2} M_{\text{ГР}} \left( R_2 + \frac{R_0^2}{R_2} \right) (\Delta \varphi)^2 \left( 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{R_0}{R_2} \right)^2 (\Delta \varphi)^2 \right) \frac{R_0}{R_2} \Delta \varphi (\dot{\varphi}_1)^2 \\ &= \frac{1}{2} M_{\text{ГР}} \left( R_2 + \frac{R_0^2}{R_2} \right) \left( 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{R_0}{R_2} \right)^2 (\Delta \varphi)^2 \right) \frac{R_0}{R_2} (\Delta \varphi)^3 (\dot{\varphi}_1)^2 \\ P_{\text{УПР}} &= \frac{1}{2} C_1 (\Delta \varphi)^2 \left( R_2 + \frac{R_0^2}{R_2} \right) \end{aligned}$$

Обобщенные силы:

$$\begin{aligned} Q_{\varphi_1} &= \frac{1}{2} M_{\text{ГР}} \left( R_2 + \frac{R_0^2}{R_2} \right) \left( 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{R_0}{R_2} \right)^2 (\varphi_{20} - \varphi_1)^2 \right) \frac{R_0}{R_2} (\varphi_{20} - \varphi_1)^3 (\dot{\varphi}_1)^2 \\ &\quad - \frac{1}{2} C_1 (\varphi_{20} - \varphi_1)^2 \left( R_2 + \frac{R_0^2}{R_2} \right) \\ Q_{\varphi_2} &= M - \frac{1}{2} M_{\text{ГР}} \left( R_2 + \frac{R_0^2}{R_2} \right) \left( 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{R_0}{R_2} \right)^2 (\varphi_2 - \varphi_{10})^2 \right) \frac{R_0}{R_2} (\varphi_2 - \varphi_{10})^3 (\dot{\varphi}_1)^2 \\ &\quad - \frac{1}{2} C_1 (\varphi_2 - \varphi_{10})^2 \left( R_2 + \frac{R_0^2}{R_2} \right) \end{aligned}$$

$$\frac{\partial T_K}{\partial \varphi_1} = \frac{3}{2} m \left\{ 2\dot{\varphi}_1^2 (l_0 + \Delta l) \frac{\partial \Delta l}{\partial \varphi_1} + 2\Delta \dot{l} \frac{\partial \Delta \dot{l}}{\partial \varphi_1} \right\}$$

$$\frac{\partial T_K}{\partial \dot{\varphi}_1} = \frac{3}{2} m \left\{ 2\dot{\varphi}_1 (l_0 + \Delta l)^2 + 2\Delta \dot{l} \frac{\partial \Delta \dot{l}}{\partial \dot{\varphi}_1} \right\}$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T_K}{\partial \dot{\varphi}_1} = \frac{3}{2} m \left\{ 2\ddot{\varphi}_1 (l_0 + \Delta l)^2 + 4\dot{\varphi}_1 (l_0 + \Delta l) \frac{d\Delta l}{dt} + 2\Delta \ddot{l} \frac{\partial \Delta \dot{l}}{\partial \dot{\varphi}_1} + 2\Delta \dot{l} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \Delta \dot{l}}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) \right\}$$

$$\frac{\partial T_K}{\partial \varphi_2} = \frac{3}{2} m \left\{ 2\dot{\varphi}_1^2 (l_0 + \Delta l) \frac{\partial \Delta l}{\partial \varphi_2} + 2\Delta \dot{l} \frac{\partial \Delta \dot{l}}{\partial \varphi_2} \right\}$$

$$\frac{\partial T_K}{\partial \dot{\varphi}_2} = J_2 \dot{\varphi}_2 + \frac{3}{2} m 2\Delta \dot{l} \frac{\partial \Delta \dot{l}}{\partial \dot{\varphi}_2}$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T_K}{\partial \dot{\varphi}_2} = J_2 \ddot{\varphi}_2 + 3m \left\{ \frac{d}{dt} (\Delta \dot{l}) \frac{\partial \Delta \dot{l}}{\partial \dot{\varphi}_2} + \Delta \dot{l} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \Delta \dot{l}}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) \right\}$$

Получим уравнения:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_K}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T_K}{\partial \varphi_1} = Q_{\varphi 1} \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_K}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial T_K}{\partial \varphi_2} = Q_{\varphi 2} \end{cases} \quad (11)$$

Благодаря вычислениям изначальных значений массы спецгрузов, можно итерировать вычисления (2-8) и составить характеристику работы гасителя крутильных колебаний.

Верность вычислений увеличивается с повышением числа операций расчета. Ведь при монтаже гасителя следует учитывать искажение частоты и типа колебаний системы. Измерение параметров является сложной целью оптимизации и требует тщательного подхода к поставленной задаче.

### Список использованной литературы.

1. Попык К.Г. "Динамика автомобильных и тракторных двигателей". Издание 2-е, переработанное и дополненное. Учебник для вузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания". М.: "Высшая школа", 1970г., 328с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование / под ред. В.Н. Луканина, М.Г. Шатрова. М.: Высшая школа, 2005. – 400с.
3. Чистяков В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1989. – 256с.
4. Яманин А.И., Жаров А.В. Динамика поршневых двигателей. – М.: Машиностроение, 2003. – 464с.
5. Автомобильные двигатели: учебник для студ. высш. учеб. заведений / под ред. М.Г. Шатрова. – Изд. центр «Академия», 2011. – 464с.
6. Васильев Б.С., Высоцкий М.С., Гаврилов К.Г. и др.: Автомобильный справочник / под общ. ред. Приходько. – М.: Машиностроение, 2004. – 704с.
7. Иванов А.М., Солнцев А.Н., Гаевский В.В. и др. Основы конструкции автомобиля. – М.: За рулем, 2005. – 336с.
8. Стуканов В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля. М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2004. – 368с.
9. Попык К.Г. Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высш. шк., 1973г. – 400с.

10. Performance Fuel Injection Systems HP1557: How to Design, Build, Modify, and Tune EFI and ECU Systems. Covers Components, Sensors, Fuel and Ignition ... Tuning the Stock ECU, Piggyback and StanPaperback – August 3, 2010.

11. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова – М.: Машиностроение, 1985. – 480с.

12. Абдуллин А.Л., Халиуллин Ф.Х., Матросов В.М. Демпфер. Патент на изобретение RU 2405991 С1, 10.12.2010. Заявка № 2009114013/11 от 13.04.2009.

13. Халиуллин Ф.Х., Халиуллин А.Ф., Ахметзянов И.Р., Гильмутдинов И.И. Особенности использования алгоритма Байеса для безразборной диагностики двигателей внутреннего сгорания//Современные наукоемкие технологии. 2017. № 8. С. 75-80.

14. Халиуллин Ф.Х., Ахметзянов И.Р. Обоснование выбора диагностических параметров энергетических установок мобильных машин//Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2014. Т. 9. № 2 (32). С. 0.

© Морысев М.О., Халиуллин Ф.Х., 2021

УДК 629.3

## **СТЕНД ДЛЯ БЕЗРАЗБОРНОЙ ДИАГНОСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

*Галиаскаров И. А. – магистр; e-mail: ildrldr88@yandex.ru,*

*Матяшин А.В. – к.т.н., доцент; e-mail: alex.matyashin@yandex.ru,*

*Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru*

*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*

**Аннотация:** на сегодняшний день метод безразборного исследования двигателей внутреннего сгорания является одним из наиболее перспективных методов оценки его технического состояния. Этот метод позволяет значительно снизить трудоемкость диагностического процесса и в то же время повышает его надежность. В статье предлагается конструкция стенда для безразборного исследования двигателя, описываются его эксплуатационные характеристики и принцип работы.

**Ключевые слова:** диагностики двигателя, безразборный метод, диагностические параметры.

## **STAND FOR DISASSEMBLED DIAGNOSTICS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES**

*Galiaskarov I.A. - Master's Degree; e-mail:ildrldr88@yandex.ru,*

*Matyashin A.V. - PhD of Technics, associate professor;*

*e-mail:alex.matyashin@yandex.ru,*

*KhaliullinF.Kh. - PhD of Technics, associate professor;*

**Annotation:**the method of CIP diagnostics of internal combustion engines is currently one of the most promising methods for assessing its technical condition. This method makes it possible to significantly reduce the complexity of the diagnostic process itself, while increasing its reliability. The article proposes a design of a stand for CIP engine diagnostics and describes the principle of its operation.

**Keywords:**enginediagnostics, CIPmethod, diagnosticparameters.

Для адекватного определения технического состояния ДВС, надо разобрать его как динамическую систему. Одновременно с этим переменна динамических показателей в процессе эксплуатации [1-4] представляет его текущее техническое положение. Рациональный подход к выбору требуемых и удовлетворительных по количеству диагностических данных [5] помогает сократить количество измеряемых параметров [6] и уменьшает время работы процесса диагностики. Чтобы автоматизировать процесс безразборной диагностики ДВС, представлен стенд [7, 8], который увеличивает правильность данных при уменьшении времени на диагностику.

Стенд [8, 9] (рис. 1) функционирует следующим образом.

После старта ДВС [4] электротормоз [2] образует непрерывный тормозной момент, который оказывает влияние на коленчатый вал ДВС [4]. После того, как ДВС [4] достиг определенного положения, имитатор нагрузок [1] по команде автоматизированного блока управления [14], производит команду, которая изменяет момент сопротивления электротормоза [2]. Перемена тормозного момента ведет к формированию переходных процессов, например: трансформируется крутящий момент на валу ДВС [4], частота вращения коленчатого вала ДВС [4], расход топлива и расход воздуха. С помощью датчиков данные переходные процессы меняются в электрические сигналы и попадают в часть сбора данных [10].

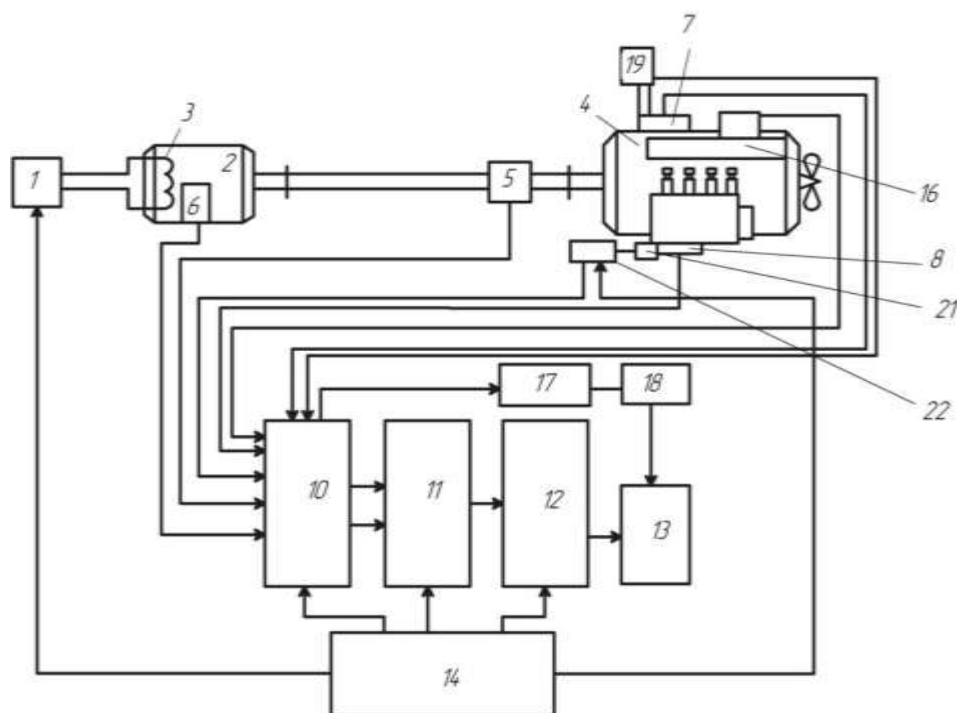


Рисунок 1 - Схема стенда

Впоследствии данных процессов динамические качества откладываются в памяти запоминающего устройства [13]. В то же время при переносе управляющей команды с блока автоматического управления [14] на модуль управления компрессией [15] корректируется компрессия цилиндров двигателя с помощью трансформации сечения дросселирующих отверстий в модуле [16]. Во время запуска модуля [16] команда синхронизации сообщает на вход [10], который начинает транслировать данные об опросах датчиков [5, 6, 7, 8] на вход блока сравнения переходных свойств [17]. Блок [18], имеющий продукционные правила, с помощью них определяет техническое положение двигателя в плане нечеткой логики, которая помечается как «исправен», «неисправная», «работоспособен», «неработоспособен». Данные с выхода блока принятия решений о техническом положении двигателя [18] тоже попадает в запоминающее устройство [13]. При надобности имитировать ошибки, например, засорение воздушного и топливного фильтров, с автоматизированного блока управления [14] поступают команды на блок управления устройством контроля расхода воздуха [20], который корректирует поступление воздуха во впускной коллектор и блок управления устройством контроля подачи топлива [22], корректирующий объем топлива, который поступает в топливный насос высокого давления.

### Литература

1. Дуглас В. Л., Эдсон Л. Д., Сидней А. Г. Анализ крутильных колебаний двигателей в динамометре Предварительный просмотр воздействий при калибровке диска сцепления// Материалы Конференция: SAE 2004 Том: 2004-01-3247, doi: 10.4271 / 2004-01-3247

2. Дегтярева Т.С., Сурков Г.С. Реализация и сравнение методов расчета частот собственных крутильных колебаний в поршневых компрессорах//Известия высших учебных заведений. Машиностроение 11(716) 2019. с 19-25

3. Анджей Грзондзела, Богдан Поява и Петр Шимах. Анализ действия вязкого демпфера крутильных колебаний коленчатого вала на основе поперечной вибрации блока цилиндров //Явления твердого тела (том 236) с.145-152, <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.236.145>

4. Кан Шао, Чанг Вен Лю, Фонг Ронг Би, Сиань Фэн Ду, Ся Ван, Цзюнь Хун Чжан Вибрационное моделирование дизельного двигателя на основе динамики нескольких тел// Прикладная механика и материалы. тома 97-98 с. 706-711 <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.97-98.706>

5. Wojciech Homik Torsionalvibration silencersused in vessels propulsion system// Scientific Journals Maritime University of Szczecin Zeszyty Naukowe Akademia Morska w Szczecinie 2014, 40(112) pp. 9–16

6. Ся Юаньфэн, Хунчэн Ли, Сюн Тянь, Хунъин Ван Анализ методом конечных элементов на кручение крутильных колебаний трансмиссии для разработки транспортного средства с трансмиссией передних колес// Конспект лекций по электротехнике 201: 55-72 doi: 10.1007 / 978-3-642-33832-8-5

7. Тверсков Б.М. Снижение жесткости демпфера - как способ устранения опасных колебаний трансмиссии // Автомобильная промышленность 2010, № 03, с. 11-13

8. А.В. Стручков, А.А. Климов, Т.Т. Ереско Экспериментальные исследования крутильной податливости элементов трансмиссии // Системы. Методы. Технологии 2016 No 1 (29) с. 33-39 doi: 10.18324/2077-5415-2016-1-33-39

9. Troy Feese P.E., Charles Hill. Guidelines for preventing torsional vibration problems in reciprocating machinery. San Antonio, Texas, 2002.-45p.

10. Wang Y., Lim T. C. Prediction of torsional damping coefficients in reciprocating engine/Journal of sound and vibration. The university of Alabama, 2000, p.710-719.

11. Техническая эксплуатация автомобилей / Е. С. Кузнецов, А. П. Болдин, В. М. Власов [и др.] – М.: Наука, 2001. – 535с.

12. Бышов, Н. В. Периодичность контроля технического состояния мобильной сельскохозяйственной техники / Н. В. Бышов, С. Н. Борычев, Г. Д. Кокырев [и др.] // Политематический сетевой электронный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ)[Электронный ресурс].–Краснодар: КубГАУ, 2012.–№07(081). С.480-490. IDA [arcticl ID]: 0811207036.–Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2012/07/pdf/36.pdf>, 0,688 у.п.л., импакт-фактор РИНЦ=0,266.

13. Бышов, Н. В. Повышение готовности к использованию по назначению мобильной сельскохозяйственной техники. Совершенствование системы диагностирования / Н. В. Бышов, С. Н. Борычев, А. И. Успенский, Г. Д. Кокорев, И. А. Юхин, К. А. Жуков, С. Н. Гусаров // ФГБОУ ВПО РГАТУ, Рязань, 2013. - 41,5 усл. печ.л.

14. Халиуллин, Ф. Х. Обоснование выбора диагностических параметров энергетических установок мобильных машин / Ф. Х. Халиуллин, И. Р. Ахметзянов // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2014. - № 2. - С. 72.

15. Габитов, И. И. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей / И. И. Габитов, Л. В. Грехов, А. В. Неговора - М.: Легион-Автодата, 2008. - 248 с.

16. Федоров, Д. В. Повышение точности диагностирования механизма газораспределения ДВС динамическим методом. Дисс. на соис. канд. техн. наук, Саратов, 2014.–145 с.

17. Халиуллин, Ф. Х. Методика оценки экологических показателей ДВС мобильных машин при неустановившихся режимах работы / Ф. Х. Халиуллин, А. М. Амиров / Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2011. - Т.6. - № 4(22). - С. 102-104.

18. Халиуллин Ф. Х., Ахметзянов И. Р., Шириязданов Р. Р., Халиуллин А. Ф. Стенд для исследования рабочих процессов двигателя внутреннего сгорания в динамических режимах с возможностью имитации некоторых неисправностей двигателя. Патент на полезную модель. RUS 151482 30.05.2014.

19. Халиуллин Ф. Х., Ахметзянов И. Р., Шириязданов Р. Р., Халиуллин А. Ф. Прибор для диагностики двигателя внутреннего сгорания по переходным характеристикам. Патент на полезную модель. RUS 160474 03.02.2015.

© Галиаскаров И. А., Матяшин А.В., Халиуллин Ф.Х., 2021

УДК 62-752.2

## **РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ОПОР ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

**Егоров Н.М. – аспирант; e-mail: [egnicholas333@gmail.com](mailto:egnicholas333@gmail.com),**

**Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: [nzrg555@mail.ru](mailto:nzrg555@mail.ru)**

*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*

**Аннотация:** в данной статье рассмотрены некоторые результаты стендовых испытаний опоры силовой установки и проведен сравнительный анализ эффективности виброзащиты заводской и адаптивной опоры.

**Ключевые слова:** опора силовой установки, вибрация, демпфирование.

## **RESULTS OF EXPERIMENTAL STUDIES OF SUPPORTS OF POWER PLANTS OF MOBILE MACHINES**

**Egorov N.M.**- postgraduate student;e-mail: [egnicholas333@gmail.com](mailto:egnicholas333@gmail.com),  
**Khaliullin F.Kh.**- Ph.D., associate professor;e-mail: [nzrg555@mail.ru](mailto:nzrg555@mail.ru)  
Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia

**Annotation:**this article discusses some of the results of bench tests of the power plant support and a comparative analysis of the effectiveness of vibration protection of the factory and adaptive support.

**Key words:** power plant support, vibration, damping.

Для наиболее разностороннего исследования опор силовых установок в лабораторных условиях были рассмотрены такие параметры как жесткость упругого элемента, проходное сечение демпфирующего элемента, используемая рабочая жидкость, частота колебаний, режимы работы силовой установки и их влияние на параметры вибрации. Также было исследовано влияние эффективности виброизоляции силовой установки на расход топлива и крутящий момент. На первом этапе был проведен ряд экспериментов направленных на определение рабочей жидкости которая покажет наиболее эффективную виброизоляцию при прочих равных условиях [1-3]. Для исследования использовалась вода, антифриз G13, жидкость гидроусилителя руля, вилочное масло (вязкость 10W), а также жидкость ATF для автоматических трансмиссий. Вода, хотя и не подходит для использования в качестве рабочей жидкости, была использована при проведении исследования для выработки некоторого эталонного значения и последующего сравнения с другими жидкостями [4-7]. Сравнительная оценка проводилась по спектральной плотности вибрации, а также по амплитудно-частотной характеристике [8-10]. На рисунке 1 представлен график спектральной плотности вибрации для опоры с различными заполнителями при неизменных конструктивных параметрах. В первую очередь можно увидеть положительное влияние от применения демпфирующего элемента в адаптивной опоре, по сравнению с полый опорой, в которой имеется только упругий элемент. Если принять эксперименты с использованием воды за эталонный, то полая опора показывает ухудшение виброизоляции на 20.47% при низких частотах возмущающего колебания и на 5.33% при высоких частотах [11-13].



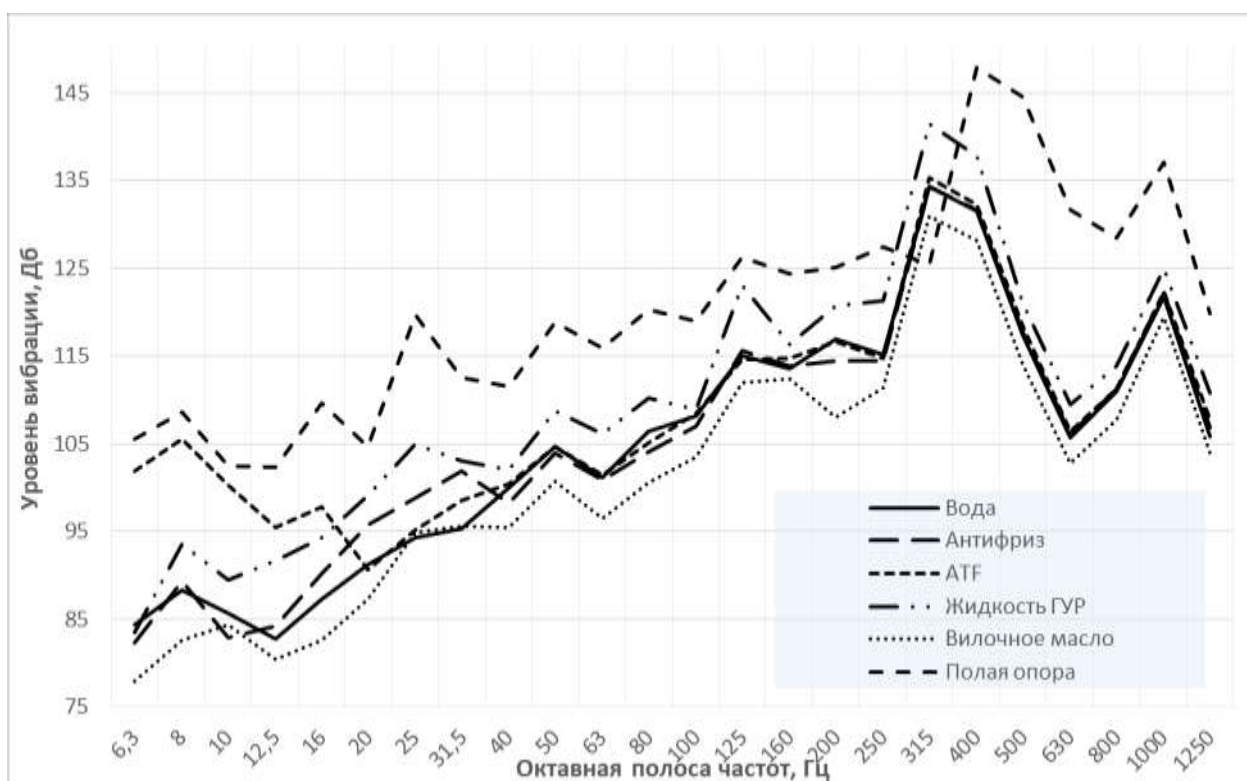


Рисунок 1 - График спектральной плотности вибрации при применении различных рабочих жидкостей

Из графика также видно, что вода могла бы быть хорошим вариантом для использования в качестве рабочей жидкости, как по эффективности так и по доступности, однако не подходит из-за высокой температуры замерзания и других причин. Также проведена оценка эффективности жидкостей по полученным амплитудно-частотным характеристикам-рисунок 2. Из графика видно, что наиболее эффективной показала себя вода. Вторым по эффективности также является вилочное масло, которое показывает наименьшую амплитуду колебаний в совокупности по всем частотам которые были приняты в данном испытании, причем данная жидкость показала наименьший диапазон изменения амплитуды. По полученным результатам можно увидеть, что наиболее эффективным является вилочное масло, в связи с чем, дальнейшие исследования проводились с использованием именно этой жидкости в качестве рабочей для адаптивной опоры.

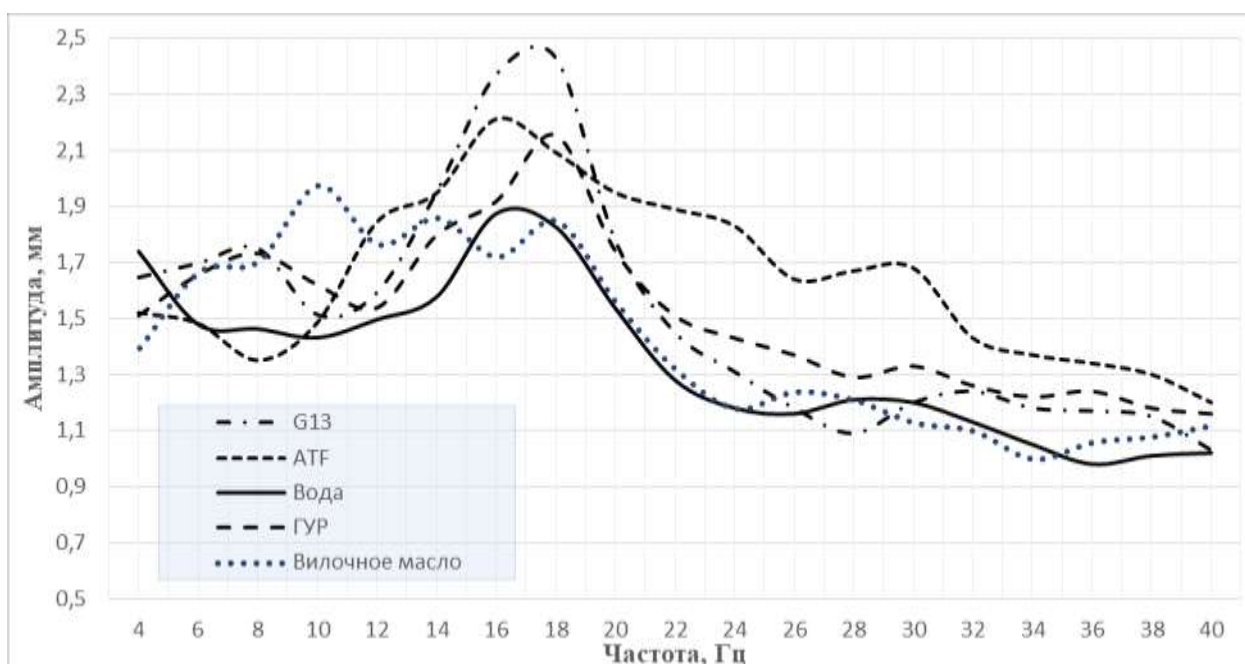


Рисунок 2 - Амплитудно-частотная характеристика адаптивной опоры с различными жидкостями

Исследование опоры на стенде двигатель-электротормоз проводилось на нескольких режимах, к которым относится работа двигателя без нагрузки на различных частотах, режим «наброс-сброс» нагрузки и имитация внешнего воздействия при неизменном моменте сопротивления на коленчатый вал. На рисунке 3, представлен график спектральной плотности вибрации для различных частот вращения коленчатого вала при работе без нагрузки. На графике показано изменение спектральной плотности вибрации при проведении опытов с заводской опорой, а также трех наиболее оптимальных компоновок из девяти вариантов характеристик адаптивной опоры, отличающихся жесткостью и коэффициентом демпфирования. Применение адаптивной опоры позволило уменьшить уровень вибрации при работе двигателя на холостом ходу от 5 до 26 Дб в спектре частот до 50 Гц, а также на величину от 5 до 34 Дб в спектре частот от 400 Гц и выше. При этом можно заметить, что наибольший эффект достигается при подавлении вибрации на холостом ходу.

В режиме «наброс-сброс» нагрузки достигается снижение уровня вибрации до 23 дБ в спектре частот до 40 Гц, и до 27 дБ в спектре частот от 400 Гц и выше (рисунок 4). На данном режиме работы двигателя при средних и максимальных частотах вращения коленчатого вала наиболее эффективным показала себя одна и та же компоновка упругого и демпфирующего элементов. Из рисунка 2 заметна идентичность графиков опытов №39 и №40, в них совпадают все подъемы, спады и пики. Разница заключается лишь в достигаемом эффекте, которая местами доходит до 3 дБ.

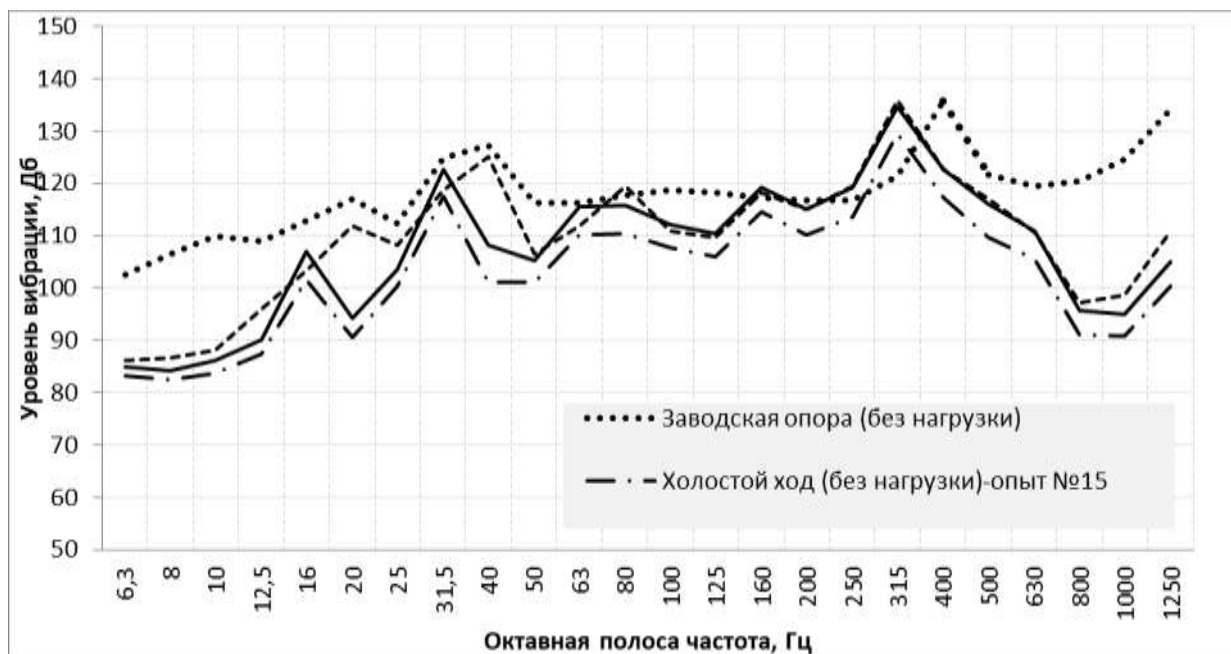


Рисунок 3 - График спектральной плотности вибрации для различных частот вращения коленчатого вала при работе без нагрузки

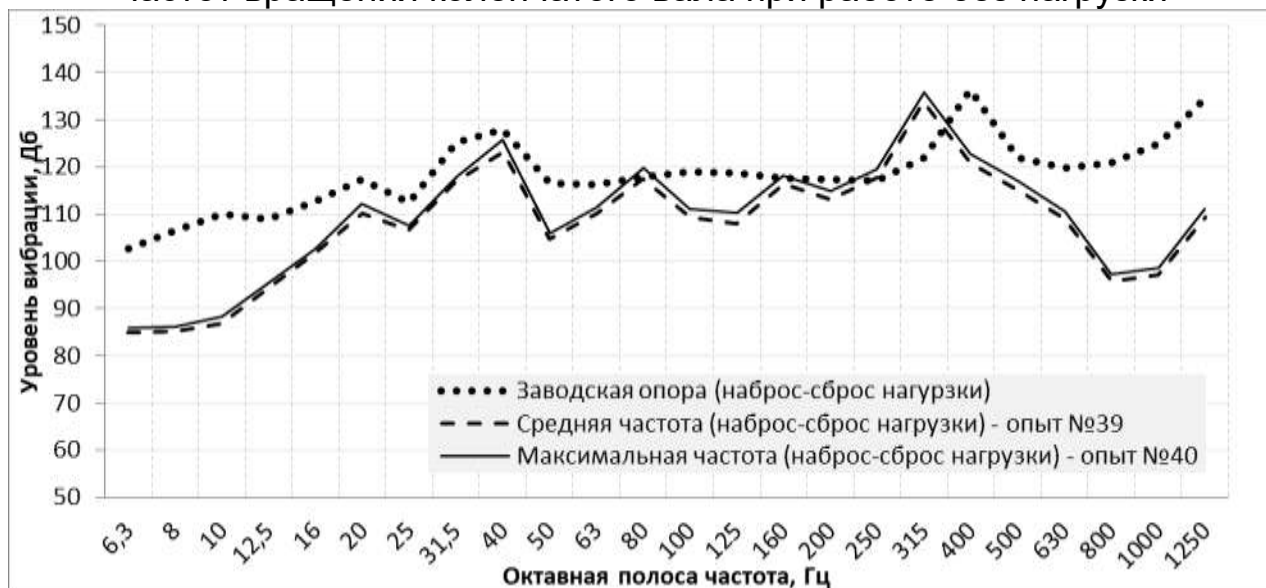


Рисунок 4 - График спектральной плотности вибрации для различных частот вращения коленчатого вала для режима «наброс-сброс» нагрузки

В режиме «имитация внешнего воздействия при неизменном моменте на коленчатый вал» достигается снижение уровня вибрации до 23 дБ в спектре частот до 40 Гц, и до 28 дБ в спектре частот от 400 Гц и выше (рисунок 5). Стоит отметить, что на данном режиме удастся добиться более эффективной виброизоляции на максимальной частоте вращения коленчатого вала в спектре низких и высоких частот, чего не наблюдалось на других режимах.



Рисунок 5 - График спектральной плотности вибрации при внешнем воздействии и неизменном моменте на коленчатый вал

При сравнении опытов которые показали наибольший эффект по снижению уровня вибрации на различных режимах работы двигателя со сводным планом экспериментов, было выяснено, что параметры упругих и демпфирующих элементов опоры имели разные значения, что говорит о необходимости адаптации параметров опоры к изменяющимся режимам работы силовой установки.

Результаты экспериментов также показали, что среди всех компоновок были такие, которые по своим характеристикам уступали заводской опоре, что соответственно вело к ухудшению виброизоляции. Поэтому, охват большого числа компоновок для экспериментов позволяет узнать и учитывать то, в каких пределах должна варьироваться жесткость и коэффициент демпфирования для обеспечения наилучшей виброизоляции на том или ином режиме работы силовой установки и соответственно обеспечения алгоритма перестройки характеристик адаптивной опоры.

### Литература

1. Халиуллин, Ф. Х. Обзор программных продуктов для моделирования функционирования энергетических установок мобильных машин / Ф. Х. Халиуллин, Г. Г. Галеев, Р. Р. Шириязданов // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2012. - Т. 7. - № 2 (24). - С. 66-72.

2. Халиуллин, Ф. Х. Влияние условий функционирования автомобилей КамАЗ на их экономичность с учетом динамических характеристик двигателя / Автореферат дис. ... кандидата технических наук / Казан. с.-х. ин-т им. М. Горького. Казань, 1992.

3. Пестриков, В. М. Особенности диагностики современных автотранспортных средств / В. М. Пестриков, В. Е. Евкарпиев // Технико-технологические проблемы сервиса. - №4(30). – 2014. – С.15.

4. Веденяпин, Г. В. Общая методика экспериментального исследования и обработка опытных данных / Г. В. Веденяпин. - М.: Колос, 1967. - 159 с.

5. Викулов, С. В. Методы построения алгоритмов диагностирования элементов судовых дизелей на основе системного подхода / Диссертация на соискание учёной степени доктора технических наук. Новосибирск, 2013.

6. Ляпаев, В. Г. К вопросу о разработке матрицы технического состояния автомобилей по статистическим данным / В. Г. Ляпаев, С. Б. Манфановский // Вестник Псковского государственного университета. Серия: Экономика. Право. Управление. - № 3. - 2013. – С.85-87.

7. Ляндербургский, В. В. Встроенная система диагностирования турбокомпрессоров дизелей / В. В. Ляндербургский, А. П. Иншаков, И. И. Курбаков, А. Н. Кувшинов, В. В. Судьев // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ». - Том 7, №4. – 2015. – С.1-16.

8. Guzzomi F. G., O'Neill P. L., Tavner A. C. R. Investigation of Damper-Valve Dynamics Using Parametric Numerical Methods // 16th Australasian Fluid Mechanics Conference Crown Plaza, Gold Coast, Australia. – Dec. 2-7. – 2007. - P.1123-1130.

9. John Benedetto, Paulo J. S. G. Ferreira Modern Sampling Theory / John Benedetto, Paulo J. S. G. Ferreira and others // Birkhauser Boston, 2001. – 428 p.

10. Machalik S. Využití obrazové analýzy v tribotechnické diagnostice (Image Analysis in Tribodiagnosics). Pardubice: University of Pardubice, 2013. - 112 p.

11. Ситдиков, Ш. Р. Анализ существующих технологий восстановления деталей с одновременным упрочнением / Ш. Р. Ситдиков, М. Н. Калимуллин, А. М. Ханнанов // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации: Научные труды I-ой Международной научно-практической конференции, Казань, 06–07 февраля 2020 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 201-205.

12. Хабибуллин, Д. В. Анализ применения различных форм тока при электролизе / Д. В. Хабибуллин, А. Р. Ахметзянов, М. Н. Калимуллин // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации : Научные труды I-ой Международной научно-практической конференции, Казань, 06–07 февраля 2020 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 206-213.

13. Назипов Р. Р. Пути увеличения срока эксплуатации лемеха плуга / Р. Р. Назипов, М. Н. Калимуллин, М. З. Салимзянов, Р. В. Шарипов // Сельское хозяйство и продовольственная безопасность: технологии, ин-

новации, рынки, кадры : Научные труды II Международной научно-практической конференции, посвященной 70-летию Института механизации и технического сервиса и 90-летию Казанской зоотехнической школы, Казань, 28–30 мая 2020 года.

© Егоров Н.М., Халиуллин Ф.Х., 2021

УДК 62-383.1

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА КЛАПАНОВ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВС**

**Максимов А.В. – старший преподаватель; e-mail:  
maks.adis@mail.ru,**

**Зими́на Л.А. – старший преподаватель; e-mail: larek.adis@mail.ru**  
*Казанский национальный исследовательский технический  
университет им. А. Н. Туполева – КАИ, г. Казань, Россия*

**Аннотация:** рассмотрена схема гидравлического привода клапанов газораспределительного механизма двигателя внутреннего сгорания. Выделены недостатки гидравлического привода. Представлены способы повышения эффективности привода. Оценена результативность их использования, выражаемая в снижении затрат мощности на привод клапанов. Представлена модернизированная схема гидравлического привода клапанов с повышенной эффективностью. Предлагаемые способы повышения энергоэффективности позволяют повысить КПД гидравлического привода клапанов газораспределительного механизма, что улучшает характеристики двигателя внутреннего сгорания.

**Ключевые слова:** газообмен, электронноуправляемый газораспределительный механизм, гидравлический привод клапанов, повышение эффективности привода. **сло-**

## **INCREASING THE EFFICIENCY OF THE HYDRAULIC DRIVE OF THE GAS DISTRIBUTION VALVES OF THE ICE**

**Maksimov A.V. - Senior Lecturer; e-mail: maks.adis@mail.ru,**

**Zimina L.A. - Senior Lecturer; e-mail: larek.adis@mail.ru**

*Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev -  
KAI, Kazan, Russia*

**Abstract:** the paper considers the diagram of the hydraulic drive of the valves of the gas distribution mechanism of an internal combustion engine. The disadvantages of the hydraulic drive are highlighted. Methods for increasing the efficiency of the drive are presented. Evaluated the effectiveness of their use, expressed in the reduction of power consumption for the valve drive. The modernized scheme of the hydraulic valve drive with increased efficiency is presented. The proposed methods for increasing energy efficiency can improve the efficiency of the hydraulic valve drive of the gas distribution

mechanism, which improves the characteristics of the internal combustion engine.

**Keywords:** gas exchange, electronically controlled gas distribution mechanism, hydraulic valve drive, increasing drive efficiency

Традиционно автотракторные силовые установки базируются на двигателе внутреннего сгорания (ДВС). От экономичности и мощности ДВС зависят себестоимость сельскохозяйственной продукции и производительность сельхозтехники. Коэффициент приспособляемости двигателя влияет на стабильность скорости движения трактора или автомобиля по дороге с переменным сопротивлением.

Улучшение характеристик ДВС возможно за счет совершенствования газообмена между его цилиндрами и окружающей средой. Для этого можно использовать электронноуправляемый газораспределительный механизм (ЭУГРМ) с гидравлическим приводом клапанов [1, 2, 3]. В области создания подобного механизма проводятся активные исследования и патентуются новые решения [4, 5]. ЭУГРМ позволяет произвольно менять моменты открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов, удерживать клапаны двигателя в открытом или закрытом состоянии. Управление приводом осуществляется электронным блоком управления, опирающимся на сигналы различных датчиков, и управляющего золотниковыми распределителями. Управление реализуется индивидуально для каждого клапана ДВС.

Схема ЭУГМ с гидравлическим приводом клапанов представлена на рис.1.

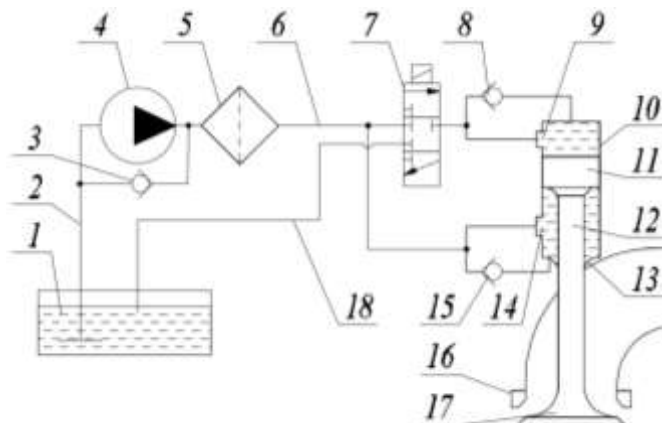


Рисунок 1 – Схема гидравлического привода клапана:

1 – масляный бак; 2 – всасывающая магистраль; 3 – редукционный клапан; 4 – насос; 5 – фильтр; 6 – нагнетающая магистраль; 7 – золотниковый распределитель; 8 – клапан отключения верхнего тормоза; 9 – окно верхнего тормоза; 10 – гидроцилиндр; 11 – поршень; 12 – шток; 13 – упор открытого состояния клапана; 14 – окно нижнего тормоза; 15 – клапан отключения нижнего тормоза; 16 – упор закрытого состояния клапана (седло); 17 – клапан ДВС; 18 – сливная магистраль

Функционирует гидравлический привод клапанов следующим образом (см.рис.1). Рабочим телом привода является моторное масло. Оно забирается из поддона двигателя 1 масляным насосом 4. Избытки масла перепускаются на вход насоса через редукционный клапан 3. Далее масло фильтруется в фильтре 5 и поступает к золотнику 7, а так же в нижнюю полость гидроцилиндра через клапан отключения нижнего гидротормоза 8 и окно нижнего гидротормоза 14. В зависимости от положения золотника масло от насоса может нагнетаться в верхнюю полость гидроцилиндра (нижнее положение золотника) или сливаться с нее (верхнее положение золотника). В среднем положении золотника верхняя полость гидроцилиндра герметизируется. Если масло нагнетается в верхнюю полость гидроцилиндра, то перепад давления на поршне исчезает. Так как площадь поршня гидроцилиндра сверху больше чем снизу, то на нем возникает усилие, стремящееся открыть клапан ДВС. Если масло с верхней полости сливается в поддон, то под действием высокого давления в нижней полости гидроцилиндра клапан ДВС закрывается. Замедление клапана ДВС в зоне его крайних положений осуществляется ограничением слива масла с гидроцилиндра через перекрываемое поршнем окно гидротормоза 9, 14. Окончательная остановка клапана осуществляется благодаря наличию упоров 13, 16. Быстрое ускорение клапана в начале его перемещения обеспечивается дополнительной подачей масла через клапаны отключения тормоза 8, 15.

Кроме преимуществ ЭУГМ с гидравлическим приводом клапанов имеет и недостатки, одним из которых является низкий КПД привода. Низкая эффективность привода связана со следующими факторами:

1. двойное преобразование энергии из одного вида в другой (механическая энергия преобразуется в гидравлическую в насосе, далее происходит обратное преобразование в силовом гидроцилиндре);
2. перепуском масла через редукционный клапан;
3. местными и путевыми потерями давления, при течении масла;
4. потери масла через различные неплотности;
5. отсутствиерекуперирования энергии (при механическом приводе энергия накапливается в клапанной пружине при открытии клапана и высвобождается при его закрытии).

Эти недостатки приводят повышенными затратами мощности, отбираемой от ДВС на функционирование ЭУГМ. Они могут компенсироваться увеличением мощности и КПД ДВС, достигаемыми благодаря оптимизации газообмена.

Исследуем способы повышения эффективности гидравлического привода клапанов.

Затраты мощности увеличиваются по мере увеличения расхода масла в приводе. Производительность насоса объемного действия определяется максимальной скоростью открытия клапана ДВС. Удержание клапана в фиксированном положении или его закрытие не требует подачи масла насосом. В эти периоды редукционный клапан обеспечи-



вадет перепуск невостробованного масла на вход насоса. Требуемую производительность насоса без учета утечек масла через неплотности можно оценить следующим образом:

$$Q = \frac{w_{\max} \pi d_{um}^2}{4} i$$

где  $w_{\max}$  – максимальная скорость движения клапана;

$d_{um}$  – диаметр штока гидроцилиндра;

$i$  – количество одновременно открываемых клапанов.

Рассмотрим отдельные аспекты применения ЭУГМ на двигателе типа КАМАЗ 740, широко применяемом на тракторах и автомобилях сельскохозяйственного назначения.

Принимая максимальную скорость открытия клапана 3 м/с, диаметр штока 10 мм и количество одновременно открываемых клапанов 8 получаем требуемую подачу масла 1,88 л/с. При давлении за насосом 20 МПа такая подача соответствует гидравлической мощности 37,6 кВт.

Снижение требуемой производительности насоса возможно за счет установки около золотникового распределителя гидроаккумулятора. Его наличие значительно снижает скорость течения масла в нагнетательной магистрали от зоны всасывания до зоны подключения гидроаккумулятора. Оценим требуемую подачу масла для этого случая:

$$Q = \frac{h_{\max} \pi d_{um}^2}{4} j \times \frac{n}{120}$$

где  $h_{\max}$  – максимальный подъем клапана;

$j$  – количество гидроцилиндров (клапанов в ДВС);

$n$  – частота вращения коленчатого вала.

Принимая подъем клапана 13 мм и количество клапанов в ДВС  $j=16$  при  $n=1900$  об/мин получаем требуемую подачу масла 0,25 л/с. Это соответствует гидравлической мощности 5 кВт.

Таким образом установка гидроаккумулятора в нагнетательной магистрали снизила мощность насоса в 7,52 раз.

Принимая длину нагнетательной магистрали от точки всасывания до точки подсоединения гидроаккумулятора 600 мм при диаметре 8 мм оценим величины путевых потерь и затраты мощности для их преодоления.

$$\Delta p_n = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2},$$

где  $\lambda = \frac{64}{Re}$  – коэффициент Дарси Вейсбаха для турбулентного течения;

$Re = \frac{wd}{\nu}$  – число Рейнольдса;

$\rho=900\text{кг/м}^3$  – плотность масла;

$\nu = 10 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – кинематический коэффициент вязкости масла SAE 30 при 100°C.

Потери давления и мощности на фильтре определим следующим образом:

$$\Delta p_{\phi} = \zeta \frac{\rho w^2}{2},$$

где  $\zeta=0,2$  – коэффициент гидравлического сопротивления фильтра.

Затраты мощности на преодоление трения жидкости определяются следующим образом:

$$N = (\Delta p_n + \Delta p_{\phi}) \times Q$$

Результаты оценки целесообразности использования гидроаккумулятора представлены в таблице 1.

Гидравлические потери в сливной магистрали так же можно снизить установкой гидроаккумулятора за золотниковым распределителем. Однако в силу малой длины магистрали эффект от такого решения будет незначительным.

Таблица 1 - Влияние наличия гидроаккумулятора

|                        | без гидроаккумулятора | с гидроаккумулятором |
|------------------------|-----------------------|----------------------|
| w, м/с                 | 37,4                  | 4,97                 |
| Re                     | 29920                 | 3979                 |
| $\lambda$              | 0,00214               | 0,0161               |
| $\Delta p_n$ , Па      | 101025                | 13421                |
| $\Delta p_{\phi}$ , Па | 126563                | 2223                 |
| N, Вт                  | 427                   | 3,9                  |

Путевые потери в магистралях можно снизить, увеличивая рабочее давление гидропривода. Так увеличение рабочего давления в 2 раза приводит к кратному снижению расхода и скорости масла. Отметим, что затраты мощности для преодоления путевых потерь уменьшатся в 4 раза, а местных – 8 раз. Дополнительным преимуществом такого решения является упрощение привода насоса, снижение его размерности. Влияние повышения рабочего давления гидропривода на его эффективность представлены в таблице 2.

Таблица 2 - Влияние рабочего давления

| Рабочее давление, МПа  | 10      | 20      | 30      |
|------------------------|---------|---------|---------|
| Q, л/с                 | 3,76    | 1,88    | 1,25    |
| w, м/с                 | 74,8    | 37,4    | 24,9    |
| Re                     | 59840   | 29920   | 19947   |
| $\lambda$              | 0,00107 | 0,00214 | 0,00321 |
| $\Delta p_n$ , Па      | 202050  | 101025  | 67170   |
| $\Delta p_{\phi}$ , Па | 503553  | 126563  | 55801   |
| N, Вт                  | 2653    | 427     | 154     |

Дополнительным способом снижения расхода масла может являться использование эффекта гидромаятника [6, 7]. При этом используется кинетическая энергия поступательно движущихся элементов гидроцилиндра и клапана для выталкивания масла в сторону нагнетания.

Зададимся массами поступательно движущихся элементов клапанного механизма:

масса клапана – 300 гр

масса поршня гидроцилиндра – 60 гр

масса масла в полостях гидроцилиндра при высотах полостей 15 мм и диаметре гидроцилиндра 25 мм

$$m_{\text{мас}} = 2 \times 1000 \times h \frac{\pi D^2}{4} \rho = 0,015 \times 1000 \times \frac{\pi \times 0,025^2}{4} \times 900 = 13 \text{ гр.}$$

Таким образом суммарная масса поступательно движущихся элементов составляет 373 гр. При скорости клапана 3 м/с кинетическая энергия клапанного механизма составит:

$$E_k = \frac{mV^2}{2} = \frac{0,373 \times 3^2}{2} = 1,68 \text{ Дж}$$

Такой энергией обладает каждый из 16 клапанов двигателя перед его торможением при посадке на седло. Суммарное количество кинетической энергии за цикл составит 26,88 Дж. Эта энергия выделяется за цикл продолжительность которого при 1900 об/мин составляет 63,2 мс. Таким образом, возврат всей этой энергии позволил бы снизить требуемую гидравлическую мощность привода всех клапанов на 425 Вт.

Использование коаксиального плунжерного насоса переменной производительности с косой шайбой регулируемого наклона позволит отказаться от редукционного клапана, заменив его на аварийный. Так как при малом скоростном режиме работы ДВС требования к быстродействию ГРМ снижаются, то на этом режиме можно снизить рабочее давление в гидроприводе. Это так же положительно скажется на эффективности привода.

Модернизированный гидравлический привод клапанов ГРМ представлен на рис.2.

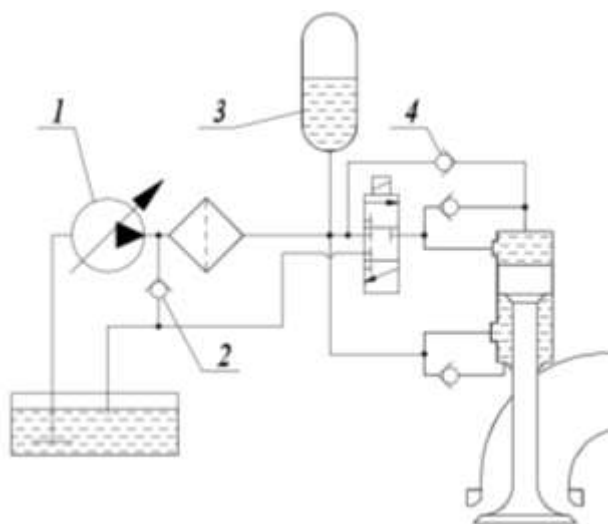


Рисунок 2 – Модернизированный гидравлический привод клапанов  
 1 – коаксиальный плунжерный насос переменной производительности;  
 2 – аварийный клапан; 3 – гидроаккумулятор; 4 – клапан гидроамаятника

Таким образом, применение модернизированного гидравлического привода клапанов, имеющего гидроаккумулятор и использующего рабочее давление 30 МПа вместо 20 МПа позволило снизить затраты гидравлической мощности с 37,6 кВт до 4,3 кВт. Это позволяет повысить производительность тракторов и автомобилей сельскохозяйственного назначения и снизить себестоимость конечной продукции.

### *Литература*

1. Березовский, А. Б. Численное исследование газораспределительного механизма с электрогидравлическим приводом / А. Б. Березовский, Н. А. Гатауллин, Л. А. Зимина, А. В. Максимов, Д. Х. Валеев, И. Ф. Гумеров, Р. Х. Хафизов // Журнал автомобильных инженеров. – 2015. - №5 (94). – С.16 – 22.

2. Березовский, А. Б. Экспериментальное исследование газораспределительного механизма с электрогидравлическим приводом / А. Б. Березовский, А. В. Максимов, Н. А. Гатауллин, Л. А. Зимина, М. Ф. Садыков, И. Ф. Гумеров, Д. Х. Валеев // Двигателестроение. - 2016. - № 1 (263). - С. 11-17.

3. Забойщиков, В. Технология MultiAir. Дайте больше воздуха. [Электронный ресурс]. Режим доступа: [http://www.5koleso.ru/articles/Tehnika/Tehnologiya\\_MultiAir\\_Daite\\_bolше\\_vozduha](http://www.5koleso.ru/articles/Tehnika/Tehnologiya_MultiAir_Daite_bolше_vozduha), свободный.

4. Патент №2286468. Устройство управления клапанами механизма газораспределения / Максимов А. В., Зимина Л. А. и др.

5. Пат. 2561936. Исполнительный механизм гидравлического привода клапана двигателя внутреннего сгорания (варианты) / Максимов А. В., Зимина Л. А. и др.

6. Design and Performance Evaluation of an Electro-Hydraulic Camless Engine Valve Actuator for Future Vehicle Applications. Kanghyun Nam,

Kwanghyun Cho, Sang-Shin Park, Seibum B. Choi. Sensors 2017, 17, 2940; doi:10.3390/s17122940 www.mdpi.com/journal/sensors

7. Заявка US20010021688 VARIABLE HYDRAULIC VALVE DRIVE. Garstenauer Michael, Krimbacher Norbert, Scheidl Rudolf.

© Максимов А.В., Зими́на Л.А.

УДК 662.76

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ,  
КОНВЕРТИРОВАННЫХ ИЗ ДИЗЕЛЕЙ НА ПРИМЕРЕ Д-130**

*Федоров В.М. – к.т.н., доцент; e-mail: heap@udm.ru,*

*Селифанов С.Е. – к.т.н., доцент; e-mail: selifanovse@mail.ru*

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия*

*г. Ижевск, Россия*

**Аннотация:** В данной статье представлены преимущества газового топлива и эксплуатационные особенности.

**Ключевые слова:** газовое топливо, газ, газовый двигатель.

**JUSTIFICATION OF THE PARAMETERS OF GAS ENGINES CONVERTED  
FROM DIESEL ENGINES ON THE EXAMPLE OF THE D-130**

*Fedorov V.M. – PhD of Technics, associate professor;*

*e-mail: heap@udm.ru,*

*Selifanov S.E. – PhD of Technics, associate professor;*

*e-mail: selifanovse@mail.ru*

*Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia*

**Abstract:** this article presents the advantages of gas fuel and operational features.

**Keywords:** gas fuel, gas, gas engine.

Для надежной работы машинотракторного агрегата при технологических операциях обработки почвы его силовая, энергетическая установка должна обладать рядом качеств. Основное из них – сохранение постоянной мощности при изменении режима работы машинотракторного агрегата. Поддержание постоянной мощности установки должно происходить в автоматическом режиме, поскольку изменение сопротивления движению мобильной машины непостоянно и изменяется достаточно быстро, что не позволяет механизатору адекватно реагировать на изменение режимов работы мобильной сельскохозяйственной машины

Поскольку в дизельных двигателях постоянства мощности при изменении частоты вращения коленчатого вала можно добиться лишь за счет высокой прямой коррекции подачи топлива, то такие двигатели применяют на мобильных машинах, работающих в очень жестких усло-

виях. Для выполнения сельскохозяйственных работ обычно используют тракторы с энергетической установкой в состав которой включают регулятор, который на части внешней скоростной характеристики изменяет ее протекание, образуя так называемую регуляторную зону. Именно в пределах этой зоны и происходит работа двигателя, когда самоходная машина производит технологическую обработку почвы. Поэтому при переводе дизеля на питание газовым топливом необходимо сохранить такую зону на внешней скоростной характеристике двигателя.

Важным обстоятельством также является и то, что при конвертации дизеля в газовый двигатель необходимо сохранить мощность исходного силового агрегата. Это необходимо для того, чтобы не вносить кардинальные перемены в конструкцию самой мобильной машины. А для сохранения в неизменности ряда передач в трансмиссии мобильной машины необходимо иметь постоянным уровень мощности до и после конвертирования двигателя

Еще одним важным обстоятельством является динамический диапазон работы силового агрегата. При конвертации он не должен становиться уже того, который был на дизеле, то есть диапазон частот вращения коленчатого вала, при котором происходит устойчивая работа конвертированного из дизеля двигателя не должен быть уже имеющегося.

Еще один параметр, который должен быть выполнен для нормальной работы мобильной машины при технологических операции обработки почвы – запас крутящего момента, вычисленный по формуле

$$k_M = \frac{M_{max} - M_H}{M_H} * 100\% \quad (1)$$

Для уверенной работы мобильной машины в условиях технологической операции обработки почвы этот коэффициент не должен быть ниже 10...12%, а в идеальном случае – 25%. [3]

Выполнение этих условий при конвертации дизельного двигателя в газовый обеспечит надежную работу машино – тракторного агрегата с газовой энергетической установкой при любых условиях работы.

Для обоснования выбора способа конвертирования дизеля на газовое топливо нужно проверить возможность выполнения вышеуказанных показателей.

В настоящее время наиболее распространены три возможных варианта конвертации двигателя:

1. Газодизельный вариант;
2. Газовый двигатель с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием, работающий на стехиометрической смеси;
3. Газовый двигатель с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием, работающий на бедной смеси. [2]

В случае газодизеля дизельное топливо заменяется газовым не на

100%, а частично. Для нормальной работы двигателя в газодизельный вариант в регулятор устанавливается ограничитель подачи жидкого топлива, что вносит серьезное ограничение в регуляторную характеристику.

Для работы по регуляторной характеристике газодизеля приходится использовать регулятор, который воздействует и на подачу жидкого топлива и на подачу газообразного топлива. Такой регулятор имеет достаточно сложную конструкцию с применением сервоприводов, т.е. непрямого действия.

Вместе с тем замена части дизельного топлива на газовое позволяет сохранить мощность исходного дизельного двигателя.

Газодизель полностью сохраняет свой динамический диапазон, он такой же, как и у дизеля.

Запас крутящего момента у газодизеля также сохраняется.

Вместе с тем, при переходе с дизельного цикла на газодизельный снижается дымность двигателя, но растут выбросы углеводородов и оксидов азота. Это отрицательно сказывается на экологичности газодизеля. Принятые в настоящее время экологические ограничения для технологической техники STAGE – 4 недостижимы для газодизелей.

Газовый двигатель с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием, с использованием стехиометрической смеси создается на базе дизелей с использованием доработок основных элементов кривошипно – шатунного механизма. При такой конвертации снижается степень сжатия двигателя. Мощность при этом остается на уровне, соответствующем дизельному двигателю.

Поскольку подача жидкого топлива в этом случае полностью исключается, то с двигателя, подвергаемого конвертации полностью снимается ТНВД с регулятором. В этом случае внешняя скоростная характеристика газового двигателя не содержит в себе регуляторной зоны. Она внешне похожа на характеристику бензинового двигателя, поскольку в обоих случаях для регулировки мощности используется дроссельная заслонка.

При этом требования ограничения максимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя не исключаются. Ограничивают максимальную частоту вращения путем отключения подачи искры на свечи при превышении заданной частоты вращения коленчатого вала. В этом случае резкое отключение подачи искры (а на современных двигателях и подачи газа через форсунки) приводит к ударным нагрузкам в трансмиссии трактора и отрицательно сказывается на надежности работы МТА.

Динамический диапазон в таких двигателях, как показала практика даже несколько шире, чем у исходного дизеля, поскольку частота вращения достижения максимального момента на таком двигателе лежит ниже.

Коэффициент запаса крутящего момента при такой конвертации дизеля также сохраняется.

Экологические показатели STAGE – 4 можно выполнить, используя

каталитические нейтрализаторы на основе платины и палладия.

Основной недостаток такого рода конвертации – резкий рост температуры деталей выпускной системы и газораспределительного механизма, вызванный понижением степени сжатия при одновременном обогащении смеси при конвертации. Это снижает надежность и ресурс полученного двигателя. [2]

Газовый двигатель с внешним смесеобразованием, искровым зажиганием, работающий на бедных смесях при конвертации сохраняет свою степень сжатия. При этом жидкое топливо полностью заменяется газовым, и недостатков, отмеченных при описании предыдущей конвертации, не происходит. Температура деталей выпускной системы сохраняется на уровне дизельного двигателя.

Мощность двигателя в большинстве случаев также удается сохранить на уровне дизельного двигателя.

Динамический диапазон сохраняется в полном объеме.

Коэффициент запаса крутящего момента может быть даже несколько повышен (до 15%), что благоприятно скажется на приспособляемости двигателя при его работе в составе МТА.

Полноценную регуляторную ветвь внешней скоростной характеристики в таком двигателе создать не получается, но изменяя угол опережения зажигания и коэффициент избытка воздуха, можно добиться того, что в зоне регулирования мощность упадет до 30% от номинальной, что дает возможность стабилизировать скорость перемещения МТА при его работе на технологических операциях обработки почвы. [1]

Выводы: 1. Для обеспечения возможности конвертации дизеля в газовый двигатель для работы в составе МТА необходимо рассматривать следующие параметры:

- мощность двигателя
- динамический диапазон двигателя
- запас крутящего момента двигателя
- возможность использовать регулятор на газовом двигателе
- удовлетворение перспективным нормам экологичности STAGE – 4

2. Наиболее подходящий вид конвертации дизельный двигатель в газовый двигатель с искровым зажиганием и внешним смесеобразованием, работающий на бедной смеси.

### *Литература*

1. Федоров, В. М. Проблемы выбора степени сжатия для переподжатога газового двигателя / В. М. Федоров, С. Е. Селифанов, В. В. Гамм // Научное обеспечение инженерно-технической системы АПК: проблемы и перспективы : материалы Национ. науч.-практ. конф. – Ижевск, 2020 – Т.1. – С. 88-95.

2. Федоров, В. М. Разработка переподжатога газового двигателя, реализующего цикл дизеля / В. М. Федоров, С. Е. Селифанов // Инновационные технологии для реализации программы научно-технического



развития сельского хозяйства : материалы Междунар. науч.-практ. конф., Ижевск, 2018 г.– Т.3. – С. 194-196.

3. Федоров, В. М. Принцип адаптации переподжатого газового двигателя с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием к использованию на тракторе / В. М. Федоров, С. Е. Селифанов // Научное обоснование технологии для интенсификации сельскохозяйственного производства : материалы Междунар. науч.–практ. конф., Ижевск, 2017 г. – Т.2. – С. 67-83.

© Федоров В.М., Селифанов С.Е., 2021

УДК 621.431

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ СЖАТОГО ВОЗДУХА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ ПРИ ПУСКЕ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР**

**Потапов Е.А. – специалист; e-mail: agroingener.ep@yandex.ru**

*АО «ИЭМЗ «Купол», г.Ижевск, Россия*

**Вахрамеев Д.А. – к.т.н., доцент; e-mail: vdaig@yandex.ru,**

**Галицын Д.А. - аспирант, e-mail: danilgalicyн@gmail.com,**

**Мартюшев А.А. – аспирант; e-mail: alex100883@yandex.ru,**

**Давыдов Н.Д. – старший преподаватель; e-mail:**

**tasm227@yandex.ru**

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,*

*г. Ижевск, Россия*

**Аннотация:** рассмотрена специфика методики определения температуры воздуха в камере сгорания дизеля при пуске в условиях низких температур, связанная с применением поправочного коэффициента, который учитывает степень снижения фактического рабочего давления от значения температуры двигателя и окружающей среды.

**Ключевые слова:** дизель, компрессия, топливовоздушная смесь, температура, процесс пуска.

## **DETERMINATION OF THE TEMPERATURE OF THE COMPRESSED AIR IN THE DIESEL COMBUSTION CHAMBER DURING START-UP AT LOW TEMPERATURES**

**Potapov E.A. - specialist; e-mail: agroingener.ep@yandex.ru.**

*Izhevsk electromechanical plant «Kupol», Izhevsk, Russia*

**Vachrameev D.A. – PhD of Technics, associate professor; e-mail:**

**vdaig@yandex.ru,**

**Galycin D.A. - post-graduate student; e-mail: danilgalicyн@gmail.com**

**Martyushev A.A. – post-graduate student; e-mail:**

**alex100883@yandex.ru,**

**Davydov N.D. – Senior Lecturer; tasm227@yandex.ru**

*Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia*

**Abstract:** the article studies the specifics of the method for measuring the air temperature in the combusting chamber of a diesel engine launching at low temperatures. The specifics is associated with the application of the correction factor which considers the degree of the actual operating pressure reduction from the value of the engine temperature and ambient temperature.

**Keywords:** diesel engine, compression, fuel-air mixture, temperature, start-up process.

Процесс пуска двигателя внутреннего сгорания является неотъемлемым этапом его работы. Данный процесс является непродолжительным в общем периоде работы, но он является уникальным как по скорости, так и по качеству изменений различных процессов и параметров. Вместе с тем, данный период работы очень сложно описать математическим путем ввиду непостоянства и короткого времени протекания процессов [5].

Проведение математического моделирования процесса пуска имеет большую важность для дальнейшей эксплуатации двигателей, в особенности дизельных. Связано это с тем, что в условиях низких температур именно пуск дизелей представляет наибольшие трудности ввиду особенностей конструкции данного типа двигателей. С другой стороны, современная тенденция снижения и оптимизация расходов на эксплуатацию техники заставляет производить расчеты по определению минимальной необходимой температуры зоны межсменного хранения, определения минимальных необходимых параметров систем предпусковой тепловой подготовки и ряда других показателей.

Для определения выше представленных факторов на примере дизельного двигателя серии Д-240 определим его минимальную необходимую температуру, обеспечивающую гарантированный процесс пуска, в основе которого лежит температура топливовоздушной среды, обеспечивающая процесс самовоспламенения [4].

Температура воздуха в цилиндре двигателя в конце такта сжатия в процессе работы двигателя[1]:

$$T_B = T \times \varepsilon^{k_1 - 1} \quad (1)$$

где  $T$  - температура окружающей среды, °С

$\varepsilon$  — степень сжатия двигателя, для двигателя серии Д-240  $\varepsilon=17$ ;

$k_1$  – показатель адиабаты сжатия, для процесса пуска примем  $k_1=1,376$ .

Данную математическую зависимость некорректно применять для расчета процесса пуска, поскольку степень сжатия здесь не отражает характер изменения фактического давления в камере сгорания в процессе такта сжатия (компрессию).

Для приведения выражения (1) к выполнению расчетов для процесса пуска целесообразно ввести поправочный коэффициент «К», учиты-

вающий фактическое изменение компрессии в цилиндрах двигателя в зависимости от его температуры.

Тогда выражение (1) принимает вид:

$$T_B = K \times T \times \varepsilon^{k-1} \quad (2)$$

Определить достаточно точный характер изменения коэффициента «К» в зависимости от температуры возможно экспериментальным путем.

Группа из преподавателей и аспирантов ФГБОУ ВО «Ижевская ГСХА» совместно со специалистами одного из ведущих сельскохозяйственных предприятий Удмуртской республики АО «Путь Ильича» провели серию экспериментов по замеру компрессии в цилиндрах двигателя в зависимости от его температуры и оборотов коленчатого вала. Испытания проводились в феврале 2021г. на базе АО «Путь Ильича» на открытой площадке при температуре окружающей среды.

По результатам работы был оформлен следующий протокол испытаний:

Таблица 1 — Протокол испытаний

| Т-ра окружающей среды, °С | Компрессия в цилиндрах двигателя |           |           |           | Среднее значение компресс | Частота вращения колен. вала |
|---------------------------|----------------------------------|-----------|-----------|-----------|---------------------------|------------------------------|
|                           | 1 цилиндр                        | 2 цилиндр | 3 цилиндр | 4 цилиндр |                           |                              |
| Един. изм                 | атм.                             | атм.      | атм.      | атм.      | атм.                      | Об/мин.                      |
| -30                       | 9                                | 9         | 11        | 10        | 10,75                     | 70                           |
| -25                       | 10                               | 10        | 12        | 13        | 12,25                     | 90                           |
| -20                       | 12                               | 15        | 16        | 16        | 15,75                     | 120                          |
| -15                       | 14                               | 16        | 17        | 17        | 17                        | 150                          |
| -10                       | 15                               | 17        | 18        | 17        | 17,75                     | 177                          |
| -5                        | 17                               | 18        | 20        | 19        | 19,5                      | 222                          |
| 0                         | 18                               | 19        | 21        | 19        | 20,25                     | 230                          |
| 5                         | 18                               | 20        | 22        | 20        | 21                        | 238                          |
| 35                        | 22                               | 23        | 24        | 23        | 24                        | 289                          |
| 45                        | 24                               | 25        | 25        | 25        | 25,75                     | 323                          |
| 70                        | 25                               | 26        | 26        | 26        | 26,75                     | 340                          |
| 90                        | 27                               | 27        | 28        | 27        | 27,25                     | 340                          |

Зная зависимость компрессии в цилиндрах двигателя при пуске от его температуры определим коэффициент «К» из следующего выражения:

$$K = K_f / K_n \quad (3)$$

где  $K_f$  - фактическое значение компрессии;

$K_n$  — номинальное значение компрессии для заданной модели двигателя, для двигателя Д-242, на котором проведены испытания, примем  $K_n = K_{max} = 27,25$ .

Рассчитаем коэффициент «К» для диапазона температур от  $-30^{\circ}\text{C}$  до  $+90^{\circ}\text{C}$  (рабочая температура двигателя).

Таблица 2 — Значения поправочного коэффициента «К» в заданном диапазоне температур

| T, °C | -30   | -20   | -10   | 0     | +10   | +20   | +30   | +40   | +50   | +60   | +70   | +80   | +90   |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $K_f$ | 10,75 | 15,75 | 17,75 | 20,25 | 22,15 | 23,55 | 24,65 | 25,45 | 26,45 | 26,55 | 26,75 | 27,0  | 27,25 |
| $K_n$ | 27,25 | 27,25 | 27,25 | 27,25 | 27,25 | 27,25 | 27,25 | 27,25 | 27,25 | 27,25 | 27,25 | 27,25 | 27,25 |
| $K$   | 0,39  | 0,58  | 0,65  | 0,74  | 0,81  | 0,86  | 0,90  | 0,93  | 0,97  | 0,97  | 0,98  | 0,99  | 1     |

По полученным данным таблицы 1 построим график зависимости поправочного коэффициента от температуры двигателя.

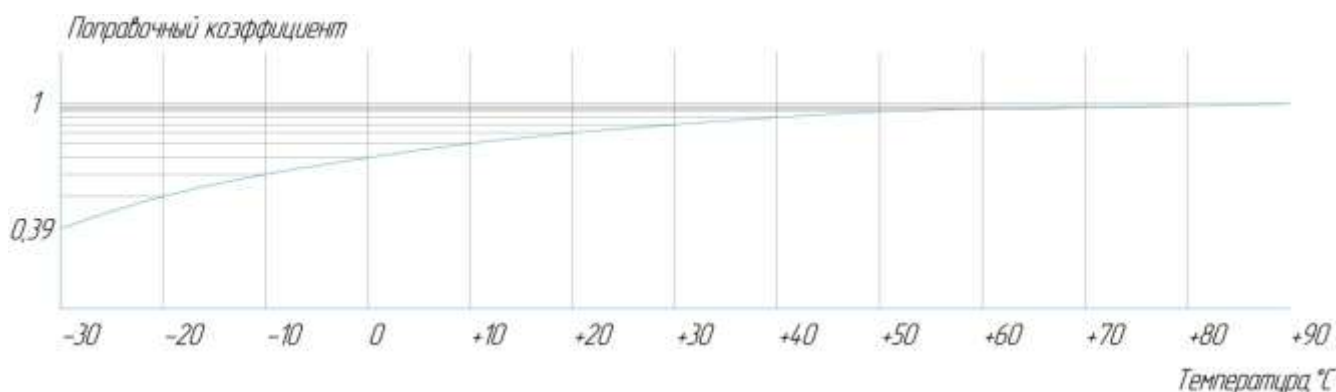


Рисунок 1 — Зависимость поправочного коэффициента от температуры двигателя

Полученная зависимость поправочного коэффициента позволяет с достаточно высокой точностью произвести расчет температуры воздуха в цилиндре двигателя в конце такта сжатия. Именно данный расчет является основополагающим в рассмотрении процесса холодного пуска двигателя поскольку позволяет определить минимальный температурный диапазон двигателя для гарантированного процесса пуска, а также позволяет определить минимальные необходимые технические характеристики средств тепловой предпусковой подготовки [2,3, 6-8].

### Литература

1. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов // . - 3-е изд. Перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 2003.-496с.

2. Ловцов, И. А. Применение современных инженерных решений в методах предпускового подогрева автомобильных двигателей / И. А.

Ловцов, В. И. Козликин // Современные автомобильные материалы и технологии (САМИТ-2016) : сборник статей VIII Междунар. науч.-техн. конф. - 2016. - С. 236-239.

3. Неговора, А. В. Обоснование конструктивно-режимных параметров предпускового подогревателя / А. В. Неговора, Д. А. Гусев // Труды ГОСНИТИ. - 2016 - Т. 125. - С. 90-96.

4. Потапов, Е. А. Анализ методов предпусковой подготовки двигателя машинно-тракторного агрегата / Е. А. Потапов, Д. А. Вахрамеев, Ф. Р. Арсланов Р. Р. Шакиров, Н. Д. Давыдов, Ю. Г. Корепанов // Динамика механических систем : материалы I Междунар. науч.-практ. конф. - Казань, Ижевск, 2018. - С79-84.

5. Вахрамеев, Д. А. Комплексный предпусковой подогрев дизельного двигателя / Д. А. Вахрамеев, Е. А. Потапов, А. А. Мартюшев // Сельский механизатор. - 2020. - №10. - С.12-29.

6. Потапов, Е. А. Обоснование выбора методов предпусковой тепловой подготовки для разных типов двигателей внутреннего сгорания / Е. А. Потапов, А. А. Мартюшев, Д. А. Вахрамеев, А. А. Кавыев, Н. Д. Давыдов // Развитие инженерного образования и его роль в технической модернизации АПК : материалы Междунар. науч.-практ. конф. - Ижевск, 2021. - С. 161-166.

7. Потапов, Е. А. Исследование эффективности предпускового подогрева автотракторных двигателей посредством системы теплового аккумулярования / Е. А. Потапов, А. А. Мартюшев, Д. А. Вахрамеев, И. А. Дерюшев, Ф. Р. Арсланов // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы : материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Саранск, 2020. – С. 94-102.

8. Вахрамеев, Д. А. Температурные параметры дизельного тракторного двигателя в процессе пуска при применении тепловой предпусковой подготовки / Д. А. Вахрамеев, Е. А. Потапов, А. А. Мартюшев, И. А. Дерюшев // Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии. - 2020. - № 4 (64). - С. 66-73.

© Потапов Е.А., Вахрамеев Д.А., Галицын Д.А.,  
Мартюшев А.А., Давыдов Н.Д. 2021

УДК 621.43.018

### **РАЗРАБОТКА ПЕРЕПОДЖАТОГО ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ**

*Федоров В.М. – к.т.н., доцент; e-mail: hear@udm.ru,*

*Селифанов С.Е. – к.т.н., доцент; e-mail: selifanovse@mail.ru*

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

**Анотация:** статья посвящена выбору комплектации макетного образца двигателя для получения оптимальных показателей при испытаниях.

**Ключевые слова:** газовое топливо, газ, газовый двигатель.

## **DEVELOPMENT OF A RE-COMPRESSED GAS ENGINE**

**Fedorov V.M. - PhD of Technics, associate professor;**

**e-mail: heap@udm.ru**

**Selifanov S.E. - PhD of Technics, associate professor; e-mail:**

**selifanovse@mail.ru**

*Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia*

**Abstract:** the article is devoted to the selection of a complete set of a mock-up model of an engine to obtain optimal performance during testing.

**Keywords:** gas fuel, gas, gas engine.

Для экспериментальной проверки результатов расчетного эксперимента, выполненного при помощи программы расчета цикла двигателя «Дизель РК» [1], был разработан переподжатый газовый двигатель с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием, с повышенной степенью сжатия, работающим на бедных смесях. Поперечный разрез двигателя представлен на рисунке 1.

Двигатель имеет следующую характеристику:

|                            |        |
|----------------------------|--------|
| Количество цилиндров       | 4      |
| Расположение цилиндров     | рядное |
| Диаметр цилиндра, мм       | 110    |
| Ход поршня, мм             | 125    |
| Рабочий объем двигателя, л | 7,12   |

Камера сгорания разделенная (камера зажигания в головке блока и основная камера сгорания)

Головка цилиндров – стандартная, от двигателя Д-240, чугунная с двумя впускными и тремя выпускными окнами, с двумя клапанами на цилиндр.

Для достижения высокой степени сжатия в двигателе применена комбинация из блока цилиндров и поршней от дизельного двигателя Д-50 и головки от дизельного двигателя Д-240. Оба этих двигателя производились в Минске, на заводе ММЗ и имеют одинаковое межцентровое расстояние, диаметры цилиндров и ход поршня, что позволяет комбинировать основные детали от разных моделей для достижения высоких показателей газового двигателя.

В результате степень сжатия полученного двигателя оказалась даже выше оптимальной рассчитанной ранее [1]. Для стабилизации степени сжатия были разработаны специальные вставки в форсуночные каналы головки блока. При этом отверстие, через которое в дизельном варианте в камеру сгорания выходит конец форсунки, осталось без изменений, и стенки форсуночного канала и вставки образуют дополнительную камеру зажигания (рисунок 1). Во вставку установлена свеча зажигания от автомобильного двигателя. Такая конфигурация дает ряд пре-

имущества при воспламенении смеси [2].

Поскольку коленчатый вал двигателя не снабжен противовесами, максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя не должна превышать  $1600 \text{ мин}^{-1}$ .

Для обеспечения высоких показателей по экологичности двигателя пришлось отказаться от газового смесителя. Газ подается через форсунки, установленные на специальные проставки во впускной тракт газового двигателя. Последовательность срабатывания и продолжительность открытия форсунок регулирует электронный блок управления, входящий в систему управления двигателем. Для управления системой на двигатель установлены датчики:

- датчик верхней мертвой точки;
- датчик частоты вращения коленчатого вала двигателя;
- датчик положения распределительного вала;
- датчик расхода воздуха;
- датчик холостого хода;
- датчик температуры.

Система питания двигателя включает в себя кассету газовых баллонов, быстроразъемный переходник для ее подключения, магистральный клапан с фильтром, электронный регулятор давления газа, электронный блок управления, соединительные трубопроводы, блок форсунок, установленной на специальной рампе, расходомер воздуха, дроссельную заслонку, расположенную со стороны маховика двигателя.

Система смазки осталась стандартной, без изменений использована с дизельного двигателя. Она не полнопоточная, без фильтрующих элементов. В качестве очистителя присутствует центрифуга. Практика показала [3], что при конвертации дизеля в газовый двигатель важное значение имеет количество теплоты, отводимой системой смазки. При снижении степени сжатия в газовых двигателях второго поколения [4], [6], [7], [8], [9] эта величина растет, и масло в системе достаточно быстро перегревается. Вместе с тем в переподжатых двигателях, как показали расчеты, количество теплоты, уходящее в систему смазки, снижается [1]. Кроме того, использование газового топлива существенно снижает загрязнение масла, его ресурс возрастает, поэтому и не предусматривается изменение конфигурации системы.

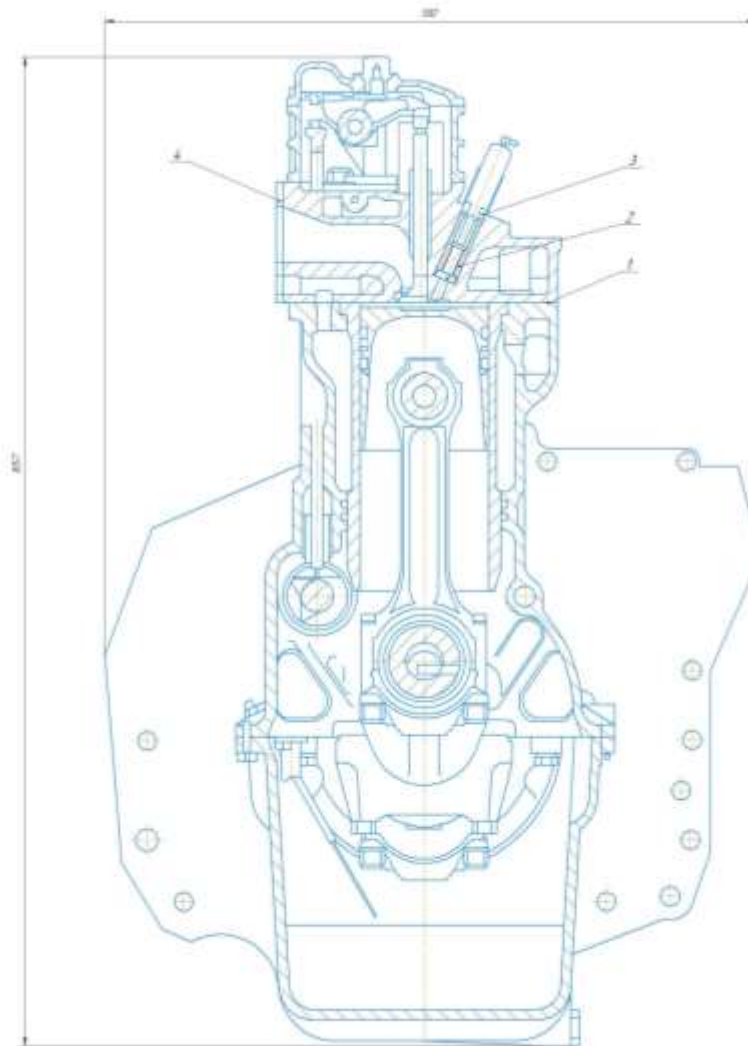


Рисунок 1 - Поперечный разрез переподжатого газового двигателя  
1-Головка блока цилиндров двигателя Д-240, 2-Герметизирующая вставка в форсуночный канал со свечой зажигания, 3-индивидуальная катушка зажигания, 4-подогреватель для стабилизации температуры охлаждающей жидкости.

Применение высокой степени сжатия означает существенный рост степени расширения в двигателе. Кроме того, в переподжатом двигателе существенно снижен угол опережения зажигания. Все это резко снижает количество тепла, уходящего в систему охлаждения при работе двигателя. В результате прогрев двигателя до рабочей температуры будет занимать значительное время, особенно в холодное время года. Для компенсации длительности прогрева в системе охлаждения двигателя применен специальный подогреватель (рисунок 4), который передает теплоту отработавших газов в систему охлаждения. Это существенно сокращает прогрев двигателя и позволяет использовать дополнительное тепло для обогрева кабины тракториста в зимнее время.

Электрическая система макетного двигателя - 12 – вольтовая. Это вызвано тем, что практически все электрические приборы, применяемые



на испытательном стенде, также имеют 12 – вольтное исполнение. Для запуска двигателя на стенде будет использоваться тормозная установка, поэтому стартер монтироваться не будет, и высокое напряжение для большой мощности стартера не требуется.

В качестве основного блока управления для системы зажигания планируется использовать систему SECU-3T [5], как наиболее информативную и гибкую в настройках систему.

Система зажигания не имеет возможности работать по распространенной схеме с холостой искрой (одна катушка на два цилиндра), поскольку применение такой системы в случае поздних углов опережения зажигания влечет вероятность появления искры на свече в момент, когда уже открыт впускной клапан и свежая смесь начинает поступать в цилиндр. В этом случае можно получить обратное сгорание во впускной коллектор, что может повлечь за собой поломку датчика расхода воздуха в системе питания.

Для исключения этой вероятности необходимо использовать так называемые индивидуальные катушки зажигания, которые устанавливаются в виде наконечников на свечи зажигания. Распределение зажигания по цилиндрам в этом случае происходит по низкому напряжению. Для реализации такого управления зажиганием необходимо, чтобы блок управления зажиганием мог иметь такую возможность – он должен быть универсальным для работы с двигателем внутреннего сгорания с количеством цилиндров от одного до восьми.

Второй особенностью данного блока управления должна быть возможность работы с минимальными углами опережения зажигания вплоть до отрицательных значений.

В третьих, поскольку полной карты углов опережения зажигания на сегодняшний день не существует, то система зажигания должна иметь возможность оперативного изменения значений угла опережения зажигания при испытаниях двигателя на стенде или даже при его работе.

Именно по этим причинам и была выбрана система зажигания SECU-3.

Блок – схема системы зажигания представлена на рисунке 2.

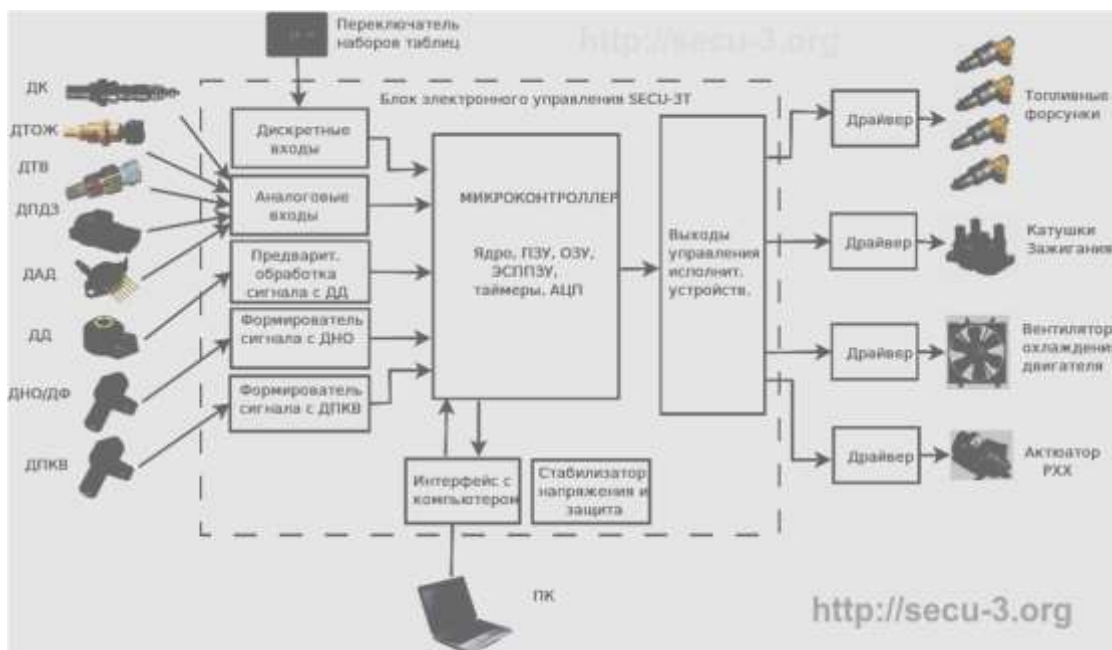


Рисунок 2 - Блок – схема системы зажигания SECU-3T

Еще одной особенностью выбранной системы зажигания является то, что она может транслировать сигналы на систему питания в виде импульсов для электромагнитных форсунок, газовых клапанов и другой дополнительной навески на систему питания.

Существующие системы питания природным газом не могут быть использованы без задающей импульсы управляющей системы. В качестве управляющей системы может быть использована либо бензиновая система питания двигателя с искровым зажиганием, либо дизельная система питания типа common – rail. В предлагаемом макетном образце не предусматривается ни бензиновой системы питания, ни дизельной электронной системы питания, поэтому задающие импульсы для газовых форсунок необходимо брать от системы зажигания. Система зажигания SECU-3 имеет соответствующую функцию и поэтому применима на этом макетном образце.

В качестве системы питания планируется использовать сборную систему из наиболее подходящих компонентов.

Для расчета параметров системы питания необходимо пересчитать требуемую мощность двигателя и часовой расход природного газа в цикловую подачу для каждой форсунки на разных режимах. Форсунки будут подбираться с учетом длительности открытия клапана и точности впрыска дозы газового топлива. Установка форсунок происходит в специальные проставки, монтируемые во впускных коллекторах двигателя.

## Вывод

Для проведения экспериментов на переподжатом газовом двигателе с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием подобрана комплектация основных механизмов и систем, что дает возможность определить параметры двигателя в целом и процессов, происходящих в его

цилиндрах с минимальными затратами и максимальными точностью и надежностью.

### *Литература*

1. Федоров, В. М. Проблемы выбора степени сжатия для переподжатого газового двигателя / В. М. Федоров, С. Е. Селифанов, В. В. Гамм // Научное обеспечение инженерно-технической системы АПК: проблемы и перспективы : материалы Национ. науч.-практ. конф. – Ижевск, 2020. - С. 88-95.

2. Федин, К. И. Инновационная технология создания газовых поршневых двигателей с искровым зажиганием / К. И. Федин // Инновационные ресурсы России. – 2012. - №2 –С. 11-15.

3. Шишлов, И. Г. Обоснование методов конвертации дизелей без наддува и с наддувом на питание природным газом с обеспечением норм по токсичности : спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» :дис. ... канд.тех. наук / Шишлов Иван Геннадьевич. – Москва, 2009.

4. Федоров, В. М. Методические основы разработки на базе дизелей малотоксичных двигателей, питаемых природным газом : спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» : дис. ... канд.тех. наук. / Федоров Владимир Михайлович. – Москва, 1998.

5. Система зажиганияsecu-3: <https://secu-3.org/RU/features/>

6. Федоров, В. М. Исследование параметров трактора Т-25 при использовании в качестве энергоустановки бензинового двигателя с повышенной степенью сжатия / В. М. Федоров, С. А. Юферев, С. Е. Селифанов // Аграрная наука – инновационному развитию АПК в современных условиях : материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Ижевск, 2013 - Том II -С. 105-109.

7. Малышев, В.С. Техническая диагностика двигателей методом косвенного индицирования / В. С. Малышев, А. Г. Корегин // материалы Всесоюз.науч.-техн. конф. «Наука и образование – 2002».

8. Федоров, В. М. Разработка переподжатого газового двигателя, реализующего цикл дизеля / В.М. Федоров, С. Е. Селифанов // Инновационные технологии для реализации программы научно-технического развития сельского хозяйства : материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Ижевск, 2018. - С. 194-196.

9. Федоров, В. М. Исследование конвертированного на природный газ двигателя д-120 на режимах пуска / В. М. Федоров, С. Е. Селифанов // Научное и кадровое обеспечение АПК для продовольственного импортозамещения : материалы Всерос. науч.-практ. конф. – Ижевск, 2016. - С. 43-47.

© Федоров В.М., Селифанов С.Е., 2021

УДК 621.432

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫХОДНЫХ  
ПАРАМЕТРОВ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ  
В РЕЖИМЕ БЕСТОРМОЗНОГО НАГРУЖЕНИЯ**

*Ворончихин Н.В. – к.т.н.; e-mail: nike110277@mail.ru,  
Никоноров А.Н. – к.т.н.*

*Военная академия материально-технического обеспечения,  
г. Санкт-Петербурга, Россия*

**Аннотация:** в статье описаны результаты теоретического исследования изменения выходных параметров автотракторного дизеля при диагностировании в режиме бестормозного нагружения.

**Ключевые слова:** диагностирование, дизельный двигатель, угловые ускорения.

**THEORETICAL STUDY OF CHANGES IN THE OUTPUT PARAMETERS  
OF AN AUTOMOTIVE DIESEL ENGINE IN THE MODE OF NON-BRAKE  
LOADING**

*Voronchikhin N.V. – PhD of Technics; e-mail: nike110277@mail.ru,  
Nikonorov A.N. – PhD of Technics*

*Military academy of material support, St. Petersburg, Russia*

**Abstract:** the article describes the results of the theoretical study of changing the output parameters of an autotractor diesel engine when diagnosing in the non-brake loading mode.

**Keywords:** diagnostics, diesel engine, angular accelerations.

Одним из важнейших способов повышения эксплуатационной надежности двигателей является своевременное их техническое диагностирование, которое благодаря раннему обнаружению дефектов и отказов, позволяет предупредить серьезные неисправности и аварийные выходы двигателя из строя. Одним из перспективных направлений контроля технического состояния автотракторных двигателей внутреннего сгорания, а именно автомобильных дизелей, является способ диагностирования по угловым ускорениям (УУ) коленчатого вала двигателя.

Для качественного диагностирования дизеля по угловым ускорениям коленчатого вала необходимо экспериментально исследовать характер изменения диагностических параметров от основных эксплуатационных факторов, чтобы с высокой достоверностью оценить техническое состояние дизеля.

Основной эксплуатационный показатель технического состояния двигателя – эффективная мощность  $N_e$ . Для определения  $N_e$  на установленных режимах работы используют [1]

$$N_e = \frac{M_k n}{9550} \text{ кВт}, \quad (1)$$

согласно [3],  $M_k = J\varepsilon$ , значит

$$N_e = \frac{J\varepsilon n}{9550}, \quad (2)$$

где  $J$  — приведенный момент инерции двигателя, Н/м·с<sup>2</sup>,  
 $\varepsilon$  — угловое ускорение коленчатого вала, рад/с<sup>2</sup>.

В формуле (2), величина  $J$  — постоянна для данной модели двигателя. Значит, для получения значения мощности достаточно знать локальную частоту вращения  $n$ , а также угловые ускорения (УУ) коленчатого вала  $\varepsilon$ .

Согласно [2 - 6]

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{60 \cdot z} \text{ кВт}, \quad (3)$$

Приравняв правые части получили

$$\frac{J\varepsilon n}{9550} = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{60 \cdot z}. \quad (4)$$

Диагностирование двигателя возможно производить получив индикаторную диаграмму, но произвести индицирование двигателя без специальной подготовки практически невозможно. Из уравнения (4) видно, что угловые ускорения коленчатого вала пропорциональны среднему эффективному давлению  $P_e$ , которое является показателем эффективной работы. Следовательно, угловые ускорения могут являться показателем, характеризующим работу двигателя.

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\omega}{d\varphi} \quad (5)$$

Согласно (5), для получения значения  $\varepsilon$ , достаточно знать среднее значение угловой скорости ( $\omega$ ), например за один оборот коленчатого вала, а также изменение угловой скорости ( $d\omega$ ) за определенный угол поворота коленчатого вала ( $d\varphi$ ), подставив формулу (1) в формулу (3), получим.

$$N_e = \frac{Jn\omega d\omega}{9550d\varphi} \text{ кВт}, \quad (6)$$

Максимальное значение на индикаторной диаграмме носит название максимальное давление цикла  $P_z$ . Угол поворота коленчатого вала, соответствующий  $P_z$  составляет 5...25 градусов после верхней мертвой точки (ВМТ) [2– 6]. Ввиду предположения, что УУ коленчатого вала  $\varepsilon$ , пропорциональны  $P_e$  а следовательно и  $P_z$ , при диагностировании необходимо использовать как величину  $\varepsilon$ , так и положение точки максимального значения УУ по углу поворота коленчатого вала  $\varphi_{\varepsilon \max}$ .

Изменение  $\varepsilon$ , их взаимосвязь с техническим состоянием дизеля в реальных условиях эксплуатации могут быть описаны посредством математической модели.

$$N_e = f(n, \varepsilon, \Phi_{P\varepsilon}) \quad (7)$$

Для формирования диагностической модели технического состояния дизеля, определены диагностические параметры на основе УУ коленчатого вала.

В качестве факторов рассматриваются:

- снижение давления начала подъёма иглы форсунки, изменение цикловой подачи топлива секциями ТНВД, изменение угла опережения впрыскивания топлива, как характерные неисправности СПТ;
- увеличение тепловых зазоров, как характерная неисправность ГРМ.

Для имитации значений ускорений коленчатого вала от угла его поворота при выключении из рабочего процесса части цилиндров была составлена программа *USKORENY*[4].

В целях проверки гипотезы о том, что угловые ускорения коленчатого вала пропорциональны среднему эффективному давлению  $P_e$ , которое является показателем эффективной работы и поэтому, угловые ускорения могут являться диагностическим параметром, на графиках представленных на рисунках (1)...(4) выведены значения угловых ускорений  $\varepsilon$  и максимальные давления цикла  $P_z$ .

Из анализа рисунка (1) видно, что увеличение установочного угла опережения впрыска топлива (УОВТ) приводит к росту УУ и  $P_z$ , что характеризуется увеличением жесткости работы двигателя. Снижение УОВТ снижает величину УУ, а также значение  $P_z$ .

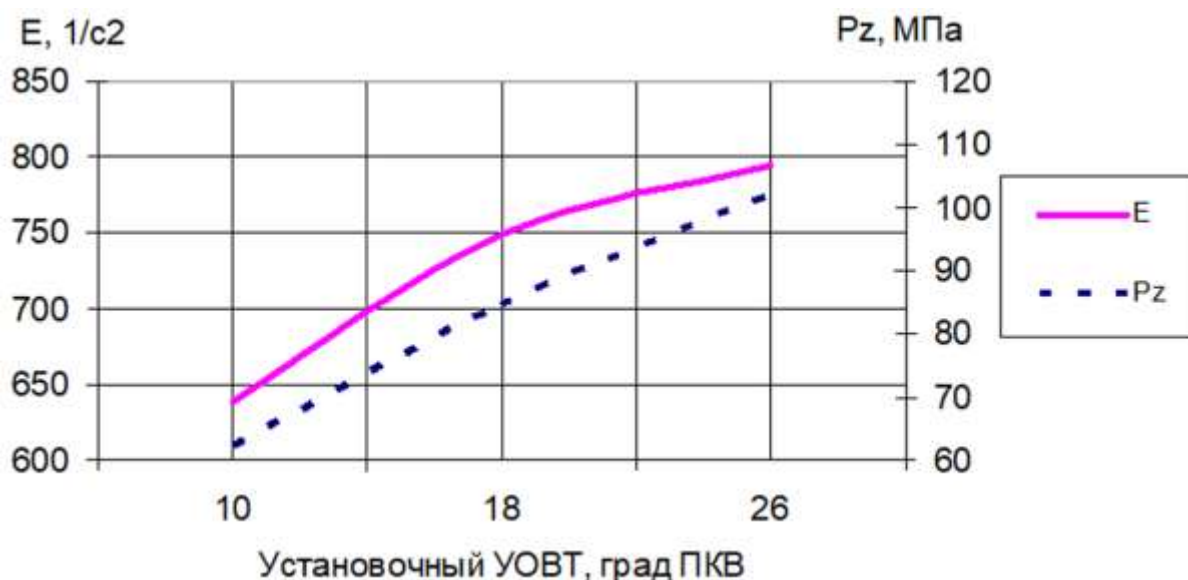


Рисунок 1– Изменение величины УУ и  $Pz$  от установочного угла опережения впрыска топлива

График изменения величины УУ и  $Pz$  от угла опережения впрыска топлива показано на рисунке (2).

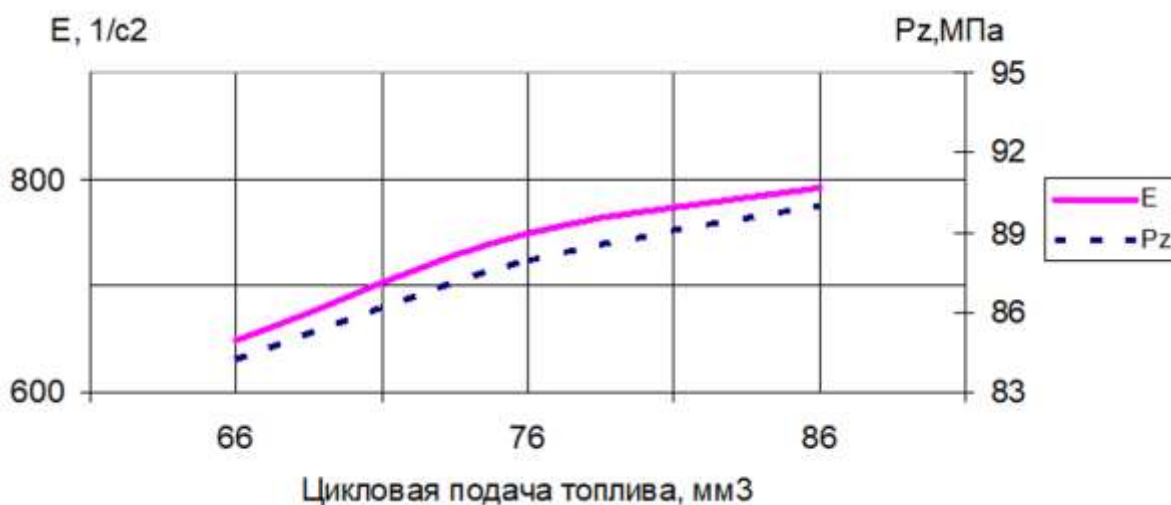


Рисунок 2 – Изменение величины УУ и  $Pz$  от цикловой подачи топлива

Увеличение цикловой подачи топлива приводит к увеличению значений УУ и  $Pz$ , снижение цикловой подачи приводит к снижению величины УУ, а также  $Pz$ .

Изменение величины УУ и  $Pz$  от изменения теплового зазора впускного клапана представлено на рисунке (3).

Увеличение теплового зазора впускного клапана на 0,1 мм увеличивает УУ и  $Pz$ . Дальнейший прирост незначителен.

Изменение величины УУ и  $Pz$  от изменения теплового зазора выпускного клапана представлено на рисунке (4).

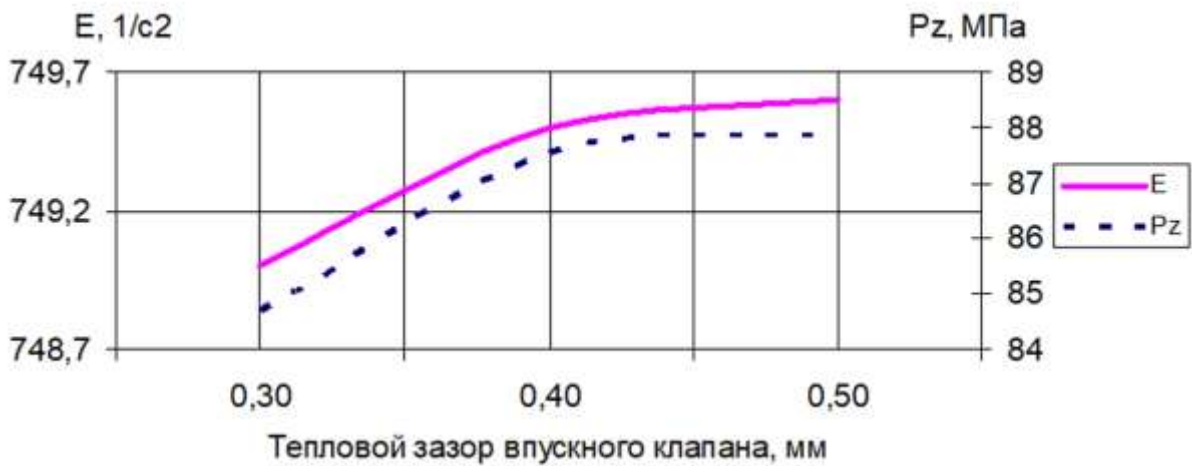


Рисунок 3 – Изменение величины УУ и  $Pz$  от изменения теплового зазора впускного клапана

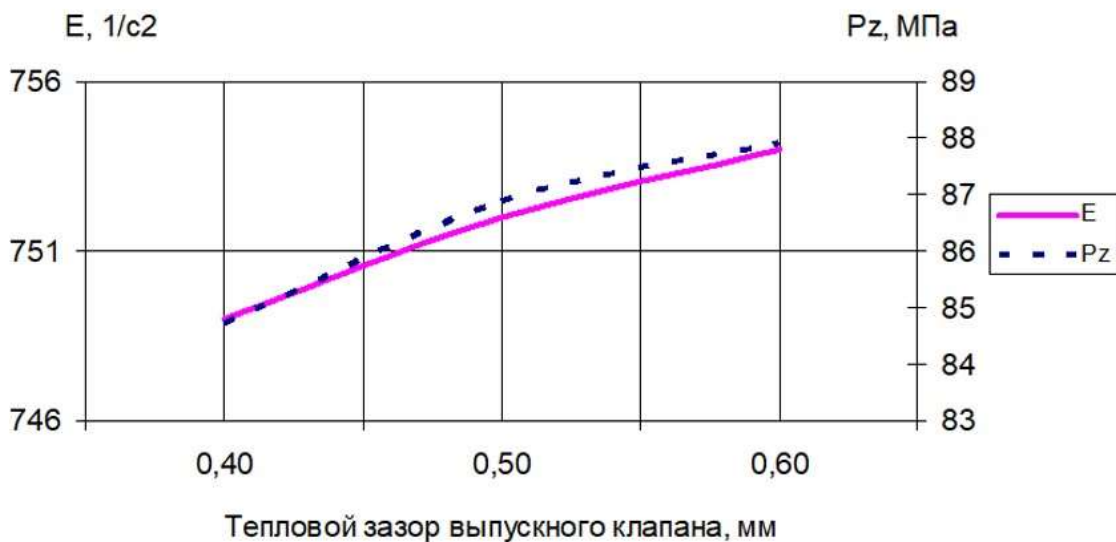


Рисунок 4 – Изменение величины УУ и  $Pz$  от изменения теплового зазора выпускного клапана

Для выпускного клапана увеличение теплового зазора сопровождается ростом как УУ, так и  $Pz$ .

Данные проведенного теоретического исследования показали, что при диагностировании дизеля КамАЗ–740, в качестве диагностических параметров величину УУ  $\epsilon$ , в комплексе с положением этой величины по углу поворота коленчатого вала  $\varphi_{\epsilon \max}$ .

#### Литература

1. ГОСТ 14846-81 Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. М.: Издательство Стандартов, 1981 г.
2. Бурячко, В. Р. Автомобильные двигатели. Рабочие циклы. Показатели и характеристики методы повышения эффективности энергопреобразования / В. Р. Бурячко, А. В. Гук - СПб.: НПИКЦ, 2005 г.
3. Николаенко, А. В. Энергетические машины и установки. Двигате-



ли внутреннего сгорания / А. В. Николаенко, В. С. Шкрабак. - СПб.: СПбГАУ, 2004 г.

4. Штынцов, И. В. Расчет процессов энергопреобразования дизеля КамАЗ–740 и ускорений коленчатого вала при бестормозных методах испытания двигателей с возможностью ввода неисправностей / И. В. Штынцов, В. Р. Бурячко. - Заявка об официальной регистрации программы для ЭВМ зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 12.2005г.

5. Вахрамеев, Д. А. Регулирование тракторного двигателя по нагрузке как способ снижения динамических потерь / Д. А.Вахрамеев, И. А. Дерюшев, А. А. Мартюшев, А. А. Кавыев, А. И. Панков // Развитие инженерного образования и его роль в технической модернизации АПК : материалы Междунар. науч.-практ. конф. - Ижевск, 2021. - С. 29-34.

6. Вахрамеев, Д. А. Улучшение технико-экономических показателей двигателя МТА путем снижения величины ускорений коленчатого вала / Д. А. Вахрамеев, А. А. Мартюшев, Н. Д. Давыдов // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации : научные труды I-ой Междунар. науч.-практ. конф. – Казань, 2020. - С. 119-122.

7. Давыдов, Н. Д. Система подогрева дизельного топлива как способ качественной эксплуатации тракторного дизеля в условиях низких температур / Н. Д.Давыдов, Д. А. Вахрамеев, А. А. Мартюшев, Ю. Г. Корепанов // Научное обеспечение инженерно-технической системы АПК: проблемы и перспективы : материалы Национ. науч.-практ. конф. – Ижевск, 2020. - С. 31-34.

8. Вахрамеев, Д. А. Улучшение технико-экономических показателей двигателя машинно-тракторного агрегата путем совершенствования динамических характеристик двигателя / Д. А. Вахрамеев, Е. А. Потапов, Ф. Р. Арсланов // Динамика механических систем : материалы I Междунар. науч.-практ. конф. – Казань, Ижевск, 2018. - С. 53-59.

9. Потапов, Е. А. Комплекс систем для снижения токсичности отработавших газов дизельного двигателя / Е. А. Потапов, Д. А. Вахрамеев, Р. Р. Шакиров, Н. Д. Давыдов, Ф. Р. Арсланов // Научно обоснованные технологии интенсификации сельскохозяйственного производства : материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Ижевск, 2017. - С. 95-100.

© Ворончихин Н.В., Никоноров А.Н., 2021

УДК 629.3

## **РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ ПО СНИЖЕНИЮ ВЫБРОСА ОКСИДА УГЛЕРОДА НА ТРАНСПОРТНЫХ ОПЕРАЦИЯХ В АПК**

*Хафизов К.А.- д.т.н., профессор; e-mail: fts-kgau@mail.ru,*

*Хафизов Р.Н.- к.т.н., доцент;e-mail: ramilajz@mail.ru,*

*Нурмиев А.А.- ст. преподаватель;e-mail: azat-nurmiev@mail.ru,*

**Гайнуллин Б.И.- магистр; e-mail: gajnullin.bulat@bk.ru**  
*Казанский государственный аграрный университет,  
г.Казань, Россия*

**Аннотация:** Статья посвящена вопросам снижения выброса диоксида углерода на транспортных операциях в сельскохозяйственном производстве. Сравнительному анализу подвергаются автотранспортные и тракторные транспортные агрегаты на основе выявления их суммарных энергетических затрат при выполнении перевозки различных грузов и последующего вычисления количества диоксида углерода выбрасываемого в атмосферу тем или иным транспортным агрегатом. Выявлено, что выброс диоксида углерода в атмосферу с единицы убираемой площади зерновых культур при перевозке зерна различными транспортными средствами зависит от вида транспортного средства, расстояния перевозки груза, степени использования грузоподъемности кузова транспортного средства, его полуприцепа или прицепа, плотности груза и ряда других внешних факторов. Рассматриваются некоторые пути снижения выброса диоксида углерода.

**Ключевые слова:** Парниковые газы, сельскохозяйственный транспорт, энергозатраты, диоксид углерода, потепление климата.

**RESULTS OF COMPUTATIONAL EXPERIMENTS TO REDUCE CARBON MONOXIDE EMISSIONS FROM TRANSPORT OPERATIONS IN THE AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX**

**Khafizov K.A.- Doctor of Technics, professor; e-mail: fts-kgau@mail.ru,**

**Khafizov R.N.- PhD of Technics, associate professor; e-mail: ramilajz@mail.ru,**

**Nurmiev A.A.- senior lecturer; e-mail: azat-nurmiev@mail.ru,**

**Gainullin B.I.- master's degree; e-mail: gajnullin.bulat@bk.ru**

*Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia*

**Abstract:** The article is devoted to the issues of reducing carbon dioxide emissions from transport operations in agricultural production. Motor transport and tractor transport units are subjected to comparative analysis on the basis of identifying their total energy costs when transporting various goods and subsequently calculating the amount of carbon dioxide emitted into the atmosphere by a particular transport unit. It was revealed that the emission of carbon dioxide into the atmosphere from the unit of the retractable area of grain crops during the transportation of grain by various vehicles depends on the type of vehicle, the distance of cargo transportation, the degree of use of the carrying capacity of the vehicle body, its semi-trailer or trailer, the density of the cargo and a number of other external factors. Some ways to reduce carbon dioxide emissions are considered.

**Keywords:** Greenhouse gases, agricultural transport, energy consumption, carbon dioxide, climate warming.

## Введение.

По данным отечественных и зарубежных исследователей только за последние десятилетия произошло увеличение температуры на поверхности земли на  $0,5^{\circ}\text{C}$ , что свидетельствует о неминуемой катастрофе в недалеком будущем, если не принять кардинальные меры по снижению темпов этого процесса [1-6]. Весомую долю в данный процесс вкладывают двигатели внутреннего сгорания тракторов и автомобилей, являющихся основными средствами механизации технологических процессов в аграрном секторе экономики [7-15]. Двигатели работают на ископаемом топливе и конечным продуктом их сгорания являются диоксид углерода (до 10%) и до 5% других вредных для экологии парниковых и токсичных газов (углеводороды, монооксид углерода, оксиды азота, сероводород и др.). Однако выброс парниковых газов происходит не только при работе агрегатов в полевых условиях, но и при их изготовлении в промышленном секторе экономики, техническом обслуживании и ремонте в сфере технического сервиса. Поэтому математическая модель машинно-тракторных агрегатов, в том числе и транспортных должна быть комплексной и построена на принципах системного подхода [16-21].

## Материалы и методы.

В работе приведены результаты вычислительных экспериментов, проведенных на основе использования системных энергетических математических моделей автомобильных и тракторных транспортных агрегатов. Расчеты ведутся с использованием системы компьютерной математики (СКМ) MATLAB, численным методом. Выявляются наиболее эффективные с точки зрения низкого выброса диоксида углерода в атмосферу транспортные агрегаты, ведется поиск путей снижения парниковых газов путем влияния на ряд управляемых параметров агрегатов и факторы внешней среды.

## Результаты и обсуждение.

Проведем расчеты по определению эффективности автомобильных и тракторных транспортных средств при перевозке различных сельскохозяйственных грузов с точки зрения выброса в атмосферу диоксида углерода.

Технические характеристики транспортных средств, для которых проводились расчеты, приведены в таблице 1, а результаты расчетов приведены на рисунках 1-6 и в таблице 2.

Исходные данные для проведения расчетов:

Норма внесения материала или урожайность культуры, ц/га. =40

Коэффициент использования времени смены =0.6

Расстояние транспортировки материала, км =1-50

Плотность груза,  $\text{т}/\text{м}^3 = 0.8$

Коэффициент сопротивления перекачиванию колес =0.04

Максимальный угол подъема на дороге, град =0

Коэффициент сопротивления воздуха,  $\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4 = 0.6$

Коэффициент сцепления колес транспорта с почвой =0.6  
Расчет ведется по объему кузова (без наращенных бортов) =1

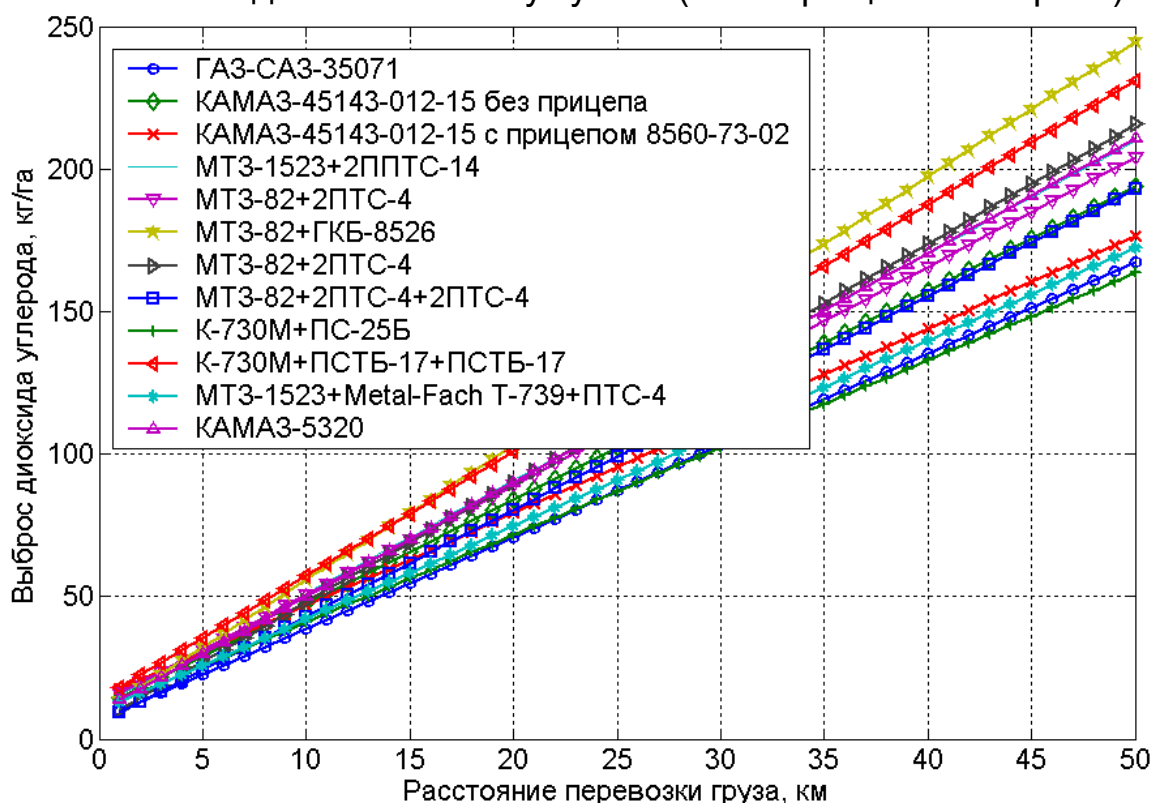


Рисунок 1 – Выброс диоксида углерода в зависимости от марки транспортного средства без наращенных бортов и расстояния перевозки пшеницы от зерноуборочного комбайна

Как видно из рисунка 1 наименьший выброс диоксида углерода при перевозке груза плотностью 0,8 т/м<sup>3</sup> на расстояние от 1 до 50 км обеспечивает тракторное транспортное средство K-730M+ПС-25Б. На втором месте находится автомобиль ГАЗ-САЗ-35071Б, поэтому отказ от этих автомобилей не рационален. Преимущество современных тракторных транспортных средств доказывает то, что на третьем месте по минимальному выбросу диоксида углерода находится трактор MT3-1523+Metal-Fach T-739+ПТС-4. Далее идут автомобили КАМАЗ различных моделей и модификаций. Преимущество в ряде случаев тракторных транспортных средств объясняется тем, что по грунтовым дорогам скорость автомобилей почти сопоставима со скоростью тракторов, а тракторные тележки сегодня имеют большой объем кузова.



Таблица 1 – \*Характеристики автомобильных и тракторных транспортных агрегатов

| Марка транспортного средства             | $G_{tr}$ , кг** | $V_{emk}$ , м <sup>3</sup> | $G_p$ , кг/ч | $V_{pm}$<br>акс, км/ч | $G_{gr}$ , т | $N_{en}$ , кВт | $n_{en}$ , об/мин | $G_h$ , кг/ч | $g_{en}$ , г/кВт ч | $M_{tr}$ , кг | $M_{tel}$ , кг |
|--|-----------------|----------------------------|--------------|-----------------------|--------------|----------------|-------------------|--------------|--------------------|---------------|----------------|
| ГАЗ-САЗ-35071                            | 4100            | 5                          | 17           | 90                    | 4            | 120            | 2300              | 6.1          | 197                | 0             | 0              |
| КАМАЗ-45143-012-15 без прицепа           | 9355            | 7.83                       | 26.5         | 90                    | 11           | 176            | 2200              | 9.1          | 207                | 0             | 0              |
| КАМАЗ-45143-012-15 с прицепом 8560-73-02 | 16355           | 15.4                       | 26.5         | 90                    | 24           | 176            | 2200              | 9.1          | 207                | 0             | 0              |
| КАМАЗ-5320                               | 7080            | 6                          | 35           | 80                    | 8            | 154            | 2600              | 8.8          | 209                | 0             | 0              |
| КАМАЗ-5511                               | 8850            | 7.2                        | 29           | 90                    | 13           | 176            | 2200              | 8.8          | 208                | 0             | 0              |
| МТЗ-82+ГКБ-8526                          | 6700            | 6.4                        | 29           | 30                    | 6            | 60             | 2200              | 3.4          | 220                | 4000          | 2700           |
| МТЗ-2+2ПТС-4                             | 5750            | 5.6                        | 25           | 30                    | 4            | 60             | 2200              | 3.4          | 220                | 4000          | 1750           |
| МТЗ-82+2ПТС-4+2ПТС-4                     | 7500            | 11.2                       | 26           | 30                    | 8            | 60             | 2200              | 3.4          | 220                | 4000          | 3500           |
| К-730М+ПС-25Б                            | 23125           | 31                         | 39.7         | 32                    | 25           | 220            | 1900              | 10.2         | 195                | 15275         | 7850           |
| К-730М+ПСТБ-17+ПСТБ-17                   | 27875           | 24                         | 39.7         | 32                    | 34           | 220            | 1900              | 10.2         | 195                | 15275         | 12600          |
| МТЗ-1523+Metal-Fach Т-739+ПТС-4          | 16110           | 23.3                       | 21.5         | 36                    | 28           | 114            | 2100              | 4.3          | 220                | 7200          | 8910           |
| МТЗ-1523+2ППТС-14                        | 11530           | 12                         | 21.5         | 36                    | 14           | 114            | 2100              | 4.3          | 220                | 7200          | 4330           |

\* Данные из сайтов производителей техники.

\*\*  $G_{tr}$  – масса транспортного средства, кг;  $V_{emk}$  – объем кузова, м<sup>3</sup>;  $G_p$  – часовой расход топлива на рабочем режиме, кг/ч;  $V_p$  – максимальная скорость транспортного средства, км/ч;  $G_{gr}$  – грузоподъемность транспорта, т;  $N_{en}$  – номинальная мощность двигателя, кВт;  $n_{en}$  – частота вращения коленчатого вала двигателя на номинальном режиме работы двигателя, об/мин;  $G_h$  – расход топлива двигателем на холостом ходу, кг/ч;  $g_{en}$  – удельный расход топлива двигателем, г/кВт ч;  $M_{tr}$  – масса трактора, кг;  $M_{tel}$  – масса тележки трактора, кг.

Таблица 2 – Результаты вычислительных экспериментов с транспортными агрегатами на расстоянии перевозки зерна в 1 км при полном использовании их грузоподъемности

| Марка транспортного средства             | $V_{cp}$ , км/ч | $P_f$ , кН | $N_{ei}$ , кВт | $n_{ei}$ , об/мин | $W$ , га/ч | $G_p$ , кг/ч | $G_{100}$ , л/100км | $E_{ам,тор}$ , МДж/га | $E_{упр}$ , МДж/га | $E_{тсм}$ , МДж/га | $\Sigma E$ , МДж/га | $t_{погр}$ , ч | $h_{доп}$ , м | Масса $CO_2$ , кг/га |
|--|-----------------|------------|----------------|-------------------|------------|--------------|---------------------|-----------------------|--------------------|--------------------|---------------------|----------------|---------------|----------------------|
| ГАЗ-САЗ-35071                            | 79.8            | 3.240      | 120.46         | 2299.5            | 2.297      | 23.71        | 35.38               | 91.39                 | 0.690              | 41.459             | 133.54              | 0.018          | 0.096         | 9.615                |
| КАМАЗ-45143-012-15 без прицепа           | 62.7            | 8.142      | 176.58         | 2199.5            | 4.665      | 36.53        | 69.36               | 102.69                | 0.339              | 29.560             | 132.58              | 0.106          | 0.655         | 9.546                |
| КАМАЗ-45143-012-15 с прицепом 8560-73-02 | 34.8            | 16.142     | 176.63         | 2199.4            | 6.082      | 36.54        | 125.00              | 137.7                 | 0.261              | 24.415             | 162.37              | 0.272          | 0.675         | 11.691               |
| КАМАЗ-5320                               | 68.6            | 6.032      | 154.47         | 2599.5            | 3.473      | 32.26        | 55.99               | 104.39                | 0.457              | 32.809             | 137.66              | 0.069          | 0.453         | 9.911                |
| КАМАЗ-5511                               | 59.2            | 8.740      | 176.59         | 2199.4            | 4.755      | 36.71        | 73.82               | 95.30                 | 0.333              | 26.621             | 122.26              | 0.132          | 1.223         | 8.803                |
| МТЗ-82+ГКБ-8526                          | 30              | 4.956      | 45.89          | 2230.7            | 2.815      | 10.79        | 42.83               | 122.22                | 0.563              | 33.463             | 156.25              | 0.043          | 0.232         | 11.250               |
| МТЗ-2+2ПТС-4                             | 30              | 3.636      | 33.67          | 2256.6            | 2.111      | 8.76         | 34.77               | 110.58                | 0.751              | 40.749             | 152.08              | 0.018          | 0.010         | 10.95                |
| МТЗ-82+2ПТС-4+2ПТС-4                     | 20              | 5.956      | 36.77          | 2250.1            | 3.089      | 9.27         | 55.19               | 102.29                | 0.513              | 32.340             | 135.14              | 0.069          | 0.010         | 9.730                |
| К-730М+ПС-25Б                            | 32              | 19.250     | 190.13         | 1921.8            | 6.851      | 38.14        | 141.90              | 154.78                | 0.231              | 26.607             | 181.62              | 0.285          | 0.300         | 13.077               |
| К-730М+ПСТБ-17+ПСТБ-17                   | 28.9            | 24.750     | 220.77         | 1899.4            | 7.667      | 43.03        | 177.24              | 166.74                | 0.206              | 24.437             | 191.38              | 0.399          | 0.171         | 13.779               |
| МТЗ-1523+Metal-Fach Т-739+ПТС-4          | 21.1            | 17.644     | 114.90         | 2098.6            | 7.021      | 25.26        | 142.52              | 123.55                | 0.226              | 23.861             | 147.64              | 0.323          | 1.179         | 10.630               |
| МТЗ-1523+2ПТС-14                         | 36              | 10.212     | 113.47         | 2100.8            | 5.245      | 24.98        | 82.60               | 118.37                | 0.302              | 27.658             | 146.33              | 0.145          | 0.716         | 10.536               |

\*  $V_{cp}$  – средняя скорость агрегата с грузом, км/ч;  $P_f$ , - сопротивление движению агрегата, кН;  $N_{ei}$  – потребное значение мощности двигателя, кВт;  $n_{ei}$  – текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;  $W$  – производительность транспортировки зерна, га/ч;  $G_p$  – часовой расход топлива на рабочем режиме двигателя, кг/ч;  $G_{100}$  – расход топлива на 100 км пути, л/100км;  $E_{ам,тор}$  – энергозатраты на амортизацию, техническое обслуживание и ремонт транспортного средства, МДж/га;  $E_{упр}$  – энергозатраты на управление агрегатом, МДж/га;  $E_{тсм}$  – прямые энергозатраты через топливо, МДж/га;  $\Sigma E$  – суммарные энергетические затраты, МДж/га;  $t_{погр}$  – время погрузки зерна из бункера комбайна, ч;  $h_{доп}$  – высота дополнительного борта для полного использования грузоподъемности, м;  $CO_2$  – масса диоксида углерода, выбрасываемого в атмосферу транспортным средством, кг/га.

Проведем подобные расчеты для варианта с полным использованием грузоподъемности автомобилей и тракторных прицепов и полуприцепов, параллельно рассчитав высоту дополнительных бортов кузова. Исходные данные сохраняются, результаты расчетов приведены на рисунке 2 и в таблице 2.

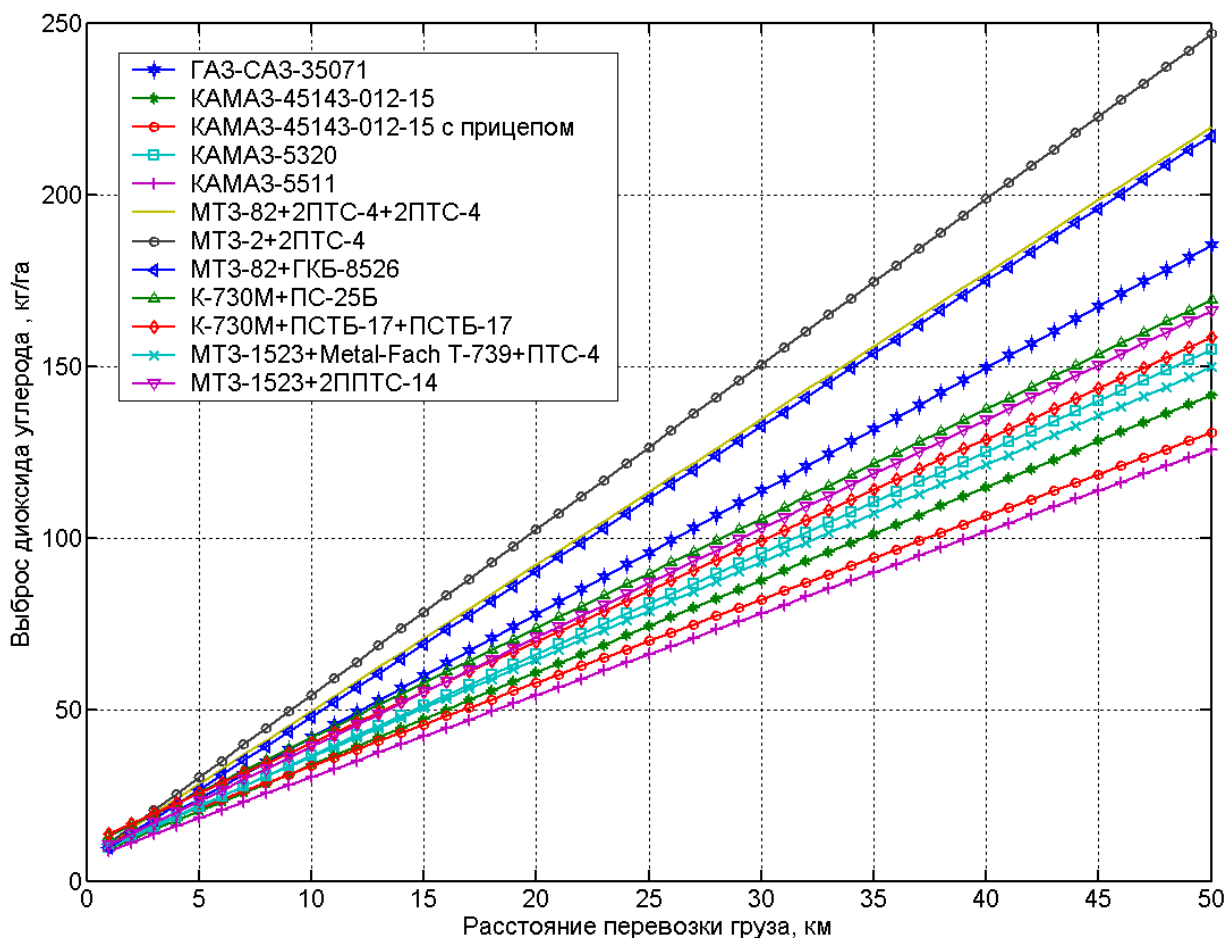


Рисунок 2 – Выброс диоксида углерода в зависимости от марки транспортного средства с наращенными бортами и расстояния перевозки пшеницы от зерноуборочного комбайна

При полном использовании грузоподъемности транспортных средств наиболее эффективным, с точки зрения минимального выброса диоксида углерода, становится автомобиль КАМАЗ-5511, на второе место выходит КАМАЗ-45143-012-15 с прицепом 8560-73-02. Из тракторных транспортных агрегатов наиболее эффективен агрегат МТЗ-1523+Metal-FachT-739+ПТС-4.

Изменение расстояния перевозки зерна пшеницы приводит к изменению расстановки транспортных агрегатов по их эффективности, что видно из рисунка 3. Допустим тракторные агрегаты на основе трактора МТЗ-82 эффективные на расстояниях перевозки до 2 км, теряют свою эффективность на расстояниях перевозки более 4 км.



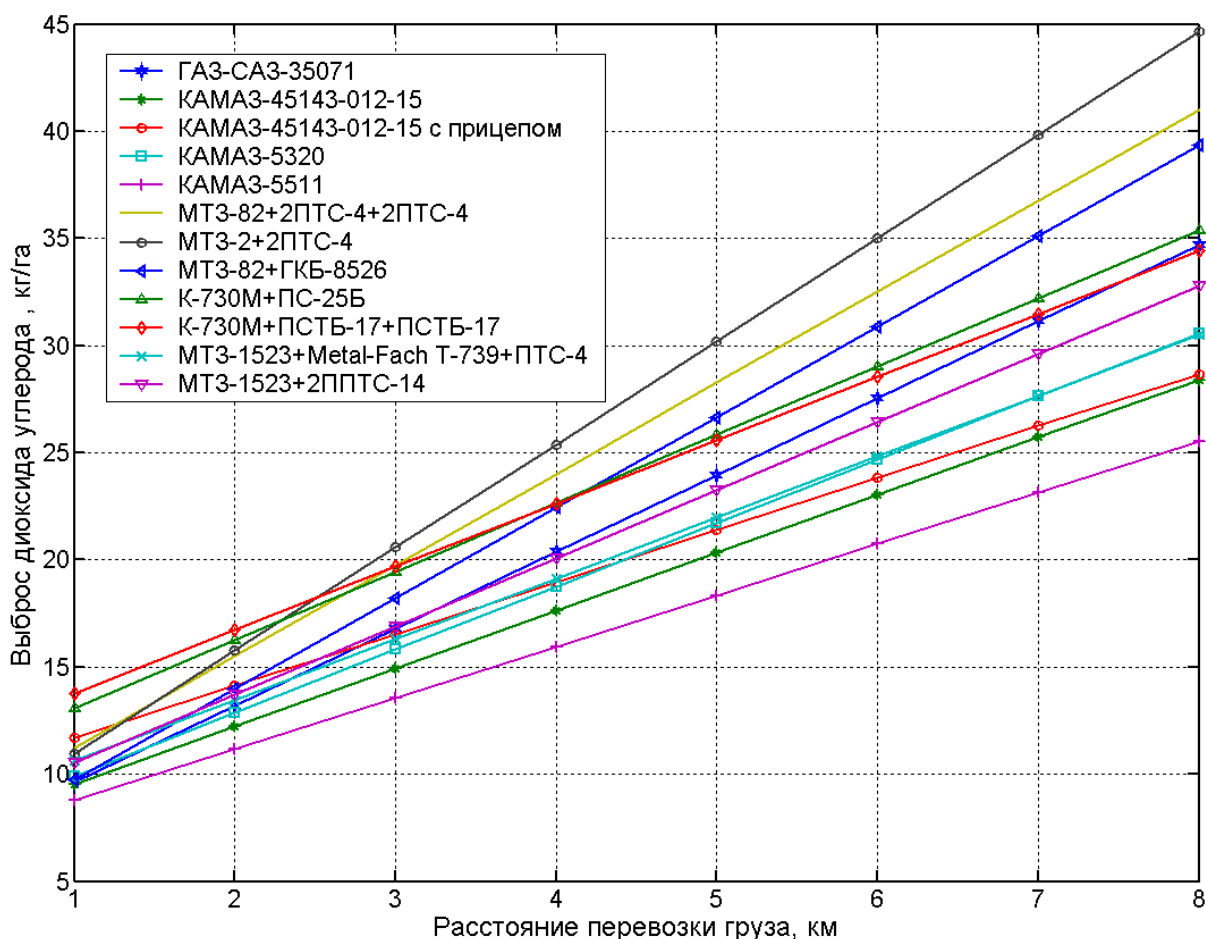


Рисунок 3 – Выброс диоксида углерода на внутривозвратных перевозках в зависимости от марки транспортного средства с наращенными бортами и расстояния перевозки пшеницы от зерноуборочного комбайна

Проведем расчеты по выявлению зависимости выброса диоксида углерода от плотности перевозимого груза при полном использовании стандартного объема кузова без их наращивания.

Исходные данные для проведения расчетов:

Норма внесения материала или урожайность культуры, ц/га. =40

Коэффициент использования времени смены =0.6

Расстояние транспортировки материала, км = 5

Плотность груза,  $t/m^3 = 0.8$

Коэффициент сопротивления перекачиванию колес =0.04

Максимальный угол подъема на дороге, град =0

Коэффициент сопротивления воздуха,  $H \cdot c^2/m^4 = 0.6$

Коэффициент сцепления колес транспорта с почвой =0.6

Расчет ведется по объему кузова (без наращенных бортов) =1

Результаты расчетов приведены на рисунке 4. Из рисунка видно, что выброс диоксида углерода в атмосферу находится в гиперболической зависимости от плотности перевозимого груза. При полном использовании объема кузова транспортного средства без наращивания бортов, наиболее эффективно автомобильное транспортное средство ГАЗ-

САЗ-35071 на всем диапазоне плотности сельскохозяйственных грузов, изменяющихся от 0,4 до 2,4 т/м<sup>3</sup>. Автотранспортному средству ГАЗ-САЗ-35071 немного уступает тракторный транспортный агрегат МТЗ-82+2ПТС-4+2ПТС-4. При перевозке грузов малой плотности эффективны агрегаты МТЗ-1523+Metal-FachT-739+ПТС-4 и К-730М+ПС-25Б из-за большого объема их кузова и без наращивания бортов.

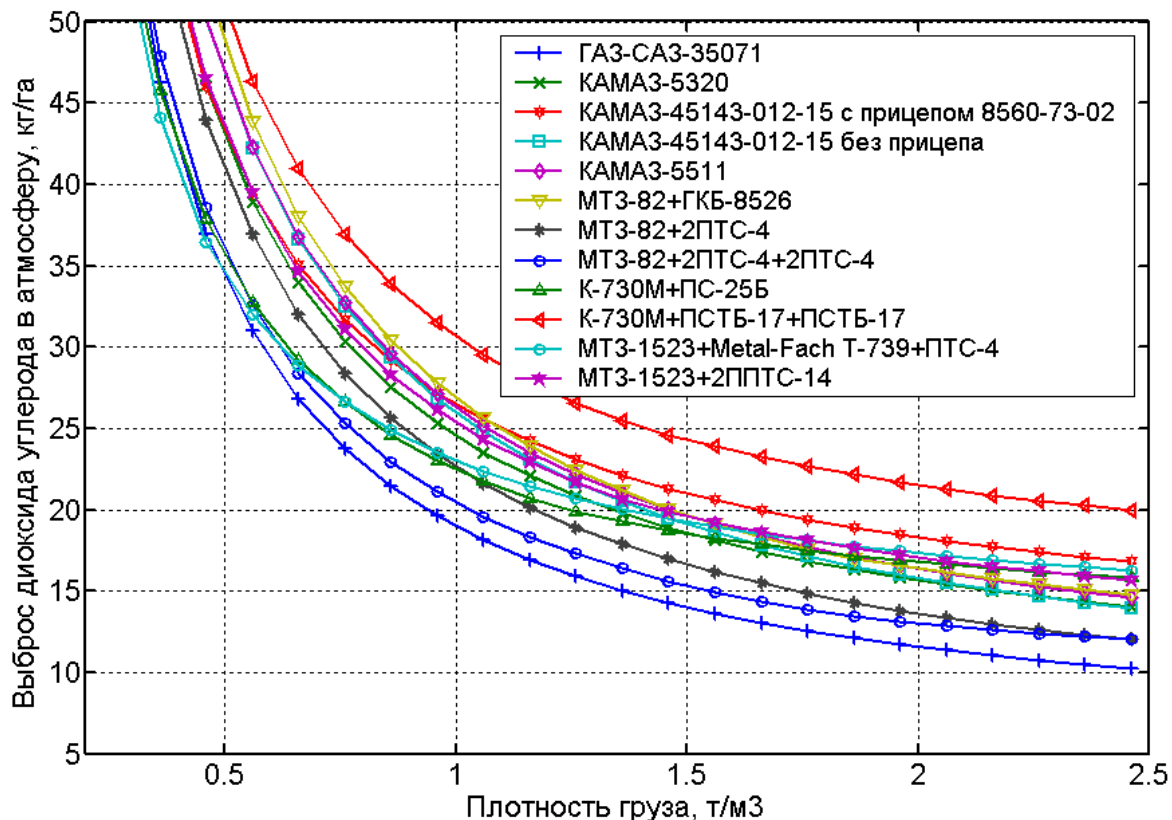


Рисунок 4 – Выброс диоксида углерода в зависимости от марки транспортного средства без наращенных бортов и плотности груза при расстоянии перевозки 5 км

Если провести аналогичные расчеты при полном использовании грузоподъемности транспортных агрегатов, то придется наращивать борта кузовов транспортных агрегатов на величину, приведенную на рисунке 5, в зависимости от плотности перевозимого груза.

Выброс диоксида углерода при транспортировке зерновых культур зависит от множества факторов, в том числе и от грузоподъемности бункера зерноуборочного комбайна, о чем свидетельствуют графики на рисунке 6. Из рисунка видно, что между выбросом диоксида углерода в атмосферу транспортным агрегатом при перевозке зерна и грузоподъемностью бункера зернового комбайна имеется нелинейная зависимость. Выброс диоксида углерода транспортным средством тем меньше, чем больше грузоподъемность бункера комбайна. Допустим, грузоподъемность бункера комбайнов Джон Дир достигает до 11,3 т, что позволяет значительно снизить карбоновый след транспортных агрегатов при транспортировке от него зерна.

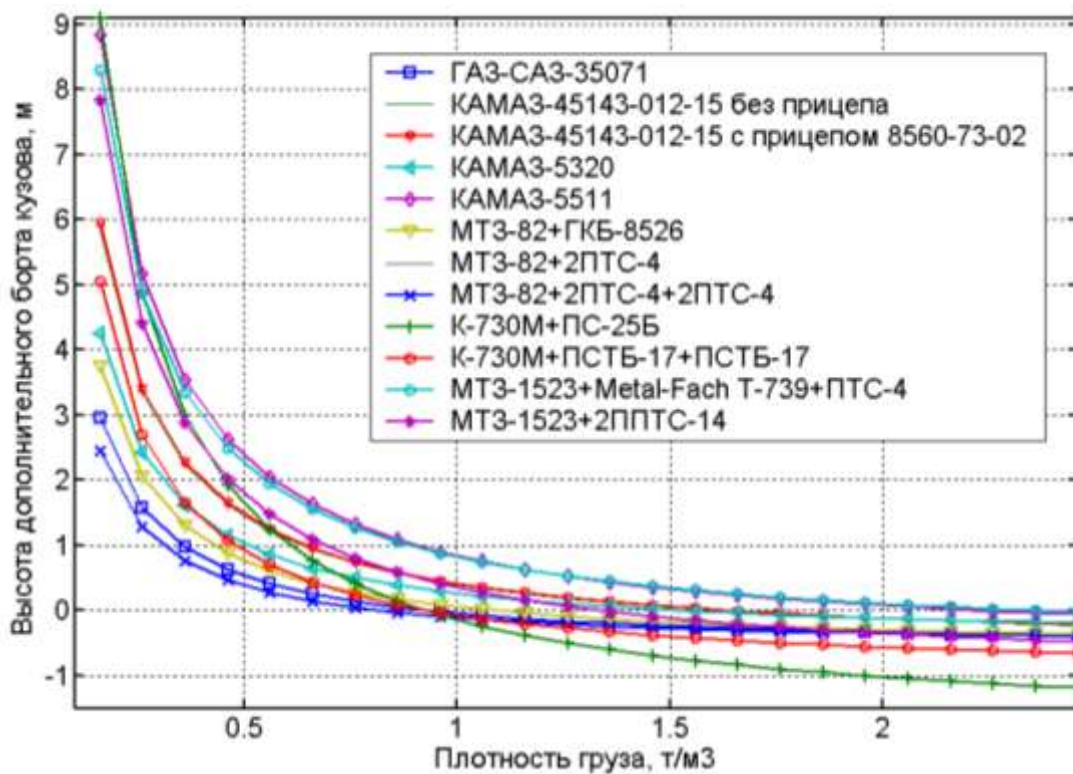


Рисунок 5 – Высота дополнительного борта кузова в зависимости от марки транспортного средства для грузов разной плотности при расстоянии перевозки 5 км

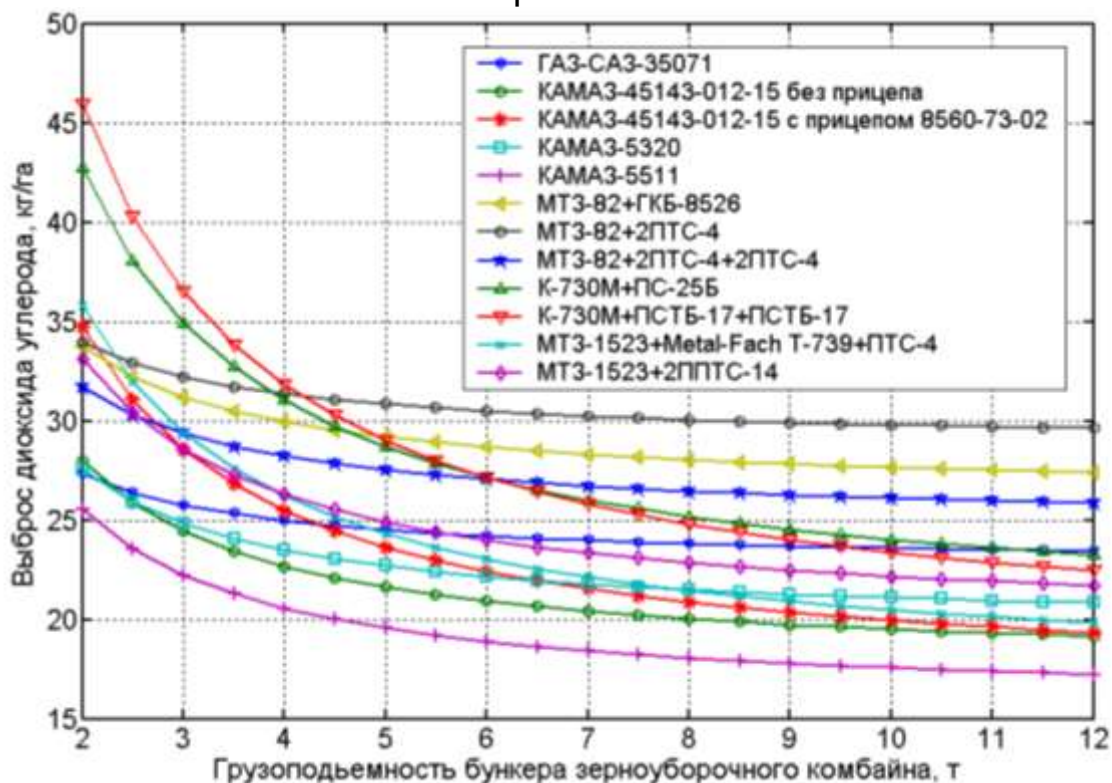


Рисунок 6 – Выброс диоксида углерода в зависимости от марки транспортного средства и грузоподъемности бункера комбайна при расстоянии перевозки 5 км

## Выводы.

1. На выброс диоксида углерода при использовании транспортных агрегатов в сельскохозяйственном производстве влияют значительное количество факторов, в том числе и вид транспортного средства. На внутрихозяйственных перевозках на расстояние до 2 км эффективными являются тракторные транспортные средства, особенно при полном использовании грузоподъемности их полуприцепов и прицепов, за счет наращивания бортов кузова.

2. Изменение расстояния перевозки зерна от комбайна с 1 до 50 км ведет к увеличению выброса диоксида углерода всеми транспортными средствами в 15-25 раз в зависимости от вида транспортного средства, изменяясь количественно в среднем от 10 до 200 кг/га.

3. Увеличение плотности перевозимого груза с 0,5 до 2,5 т/м<sup>3</sup>, ведет к снижению выброса диоксида углерода в среднем с 45 до 10 кг/га при расстоянии перевозки груза 5 км.

4. Объем кузова большинства транспортных средств рассчитан на перевозку груза плотностью 1 т/м<sup>3</sup>. При этой плотности объем кузова полностью заполняется грузом. Снижение плотности груза приводит к необходимости наращивания борта кузова транспортного средства тем больше, чем меньше плотность груза. При плотности груза 0,5 т/м<sup>3</sup>, борта кузовов транспортных средств необходимо увеличивать в пределах 0,5 (ГАЗ-САЗ-35071) до 2,5 м (МТЗ-1523+Metal-FachT-739+ПТС-4), в зависимости от марки транспортного средства.

5. Выброс диоксида углерода зависит и от внешних факторов системы транспортировки сельскохозяйственных грузов. Допустим увеличение грузоподъемности бункера зерноуборочного комбайна с 2 до 12 т, снижает выброс диоксида углерода в пределах от 7 (КАМАЗ-5511) до 23 (К-730М+ПСТБ-17+ПСТБ-17) кг/га, в зависимости от марки транспортного средства.

## Литература

1. Энергоэффективная Россия. Пути снижения энергоемкости и выбросов парниковых газов.-2009.- 160 с. [www.mckinsey.com](http://www.mckinsey.com) (Дата обращения 10.08.2021г.

2. Четвертый двухгодичный доклад Российской Федерации представленный в соответствии с решением 1/СР.16 Конференции Сторон Рамочной конвенции Организации Объединенных Наций об изменении климата. М. – 2019. – 54 с. [www.unfccc.int](http://www.unfccc.int) (Дата обращения 18 августа 2021 г.)

3. Global Carbon Atlas. – 2021. [www.alcarbonatlas](http://www.alcarbonatlas) (Дата обращения 18 августа 2021 г.)

4. Технологии для смягчения последствий климата. Сельскохозяйственный сектор. Центр ЮНЕП – 2012. [www.unepdtu.org](http://www.unepdtu.org) (Дата обращения 17 августа 2021 г.).

5. Методика расчета выбросов парниковых газов (СО<sub>2</sub>-эквивалента). Расчет парниковых газов от энергетической деятельности

предприятий (сжигание топлива). <https://sro150.ru/index.php/> (Дата обращения 18 августа 2021 г.).

6. Четвертый двухгодичный доклад Российской Федерации представленный в соответствии с решением 1/CP.16 Конференции Сторон Рамочной конвенции Организации Объединенных Наций об изменении климата. М. – 2019. – 54 с. [www.unfccc.int](http://www.unfccc.int) (Дата обращения 18 августа 2021 г.).

7. Кухаренок, Г. М. Оценка содержания дисперсных частиц в отработавших газах дизельных двигателей / Г. М. Кухаренок, В. И. Березун // Наука и техника. – 2016. – Т. 15. – № 5. – С. 371-379. – DOI 10.21122/2227-1031-2016-15-5-371-379.

8. Повышение экологической безопасности двигателей внутреннего сгорания в условиях эксплуатации / А. Б. Лагузин, М. Ю. Карелина, С. М. Гайдар, А. Г. Пастухов // Инновации в АПК: проблемы и перспективы. – 2020. – № 3(27). – С. 53-62.

9. САЖЕОБРАЗОВАНИЕ В ДВС (по материалам конгресса СИМАС) // Двигателестроение. – 2021. – № 3(285). – С. 39-46.

10. Джерихов, В. Б. Защита окружающей среды от автомобильных бензиновых токсиногенов / В. Б. Джерихов // Вестник гражданских инженеров. – 2009. – № 1(18). – С. 72-77.

11. Васюков, К. А. Пути снижения токсичности отработавших газов у современных автомобилей / К. А. Васюков, И. Б. Бисюкова, Б. М. Гринюк // Прошлое, настоящее и будущее Российской цивилизации : Материалы всероссийской научно-практической конференции, Ставрополь, 28–29 апреля 2015 года. – Ставрополь: Общество с ограниченной ответственностью "Издательско-информационный центр "Фабула", 2015. – С. 379-382.

12. Кузнецов, И. В. Снижение выбросов вредных веществ в холодных отработавших газах двигателя внутреннего сгорания с каталитическим нейтрализатором / И. В. Кузнецов // Известия Московского государственного индустриального университета. – 2013. – № 1(29). – С. 35-39.

13. Чомаева, М. Н. Воздействие автотранспорта на окружающую среду / М. Н. Чомаева // Теоретические и прикладные вопросы комплексной безопасности : материалы II Международной научно-практической конференции, Санкт-Петербург, 14 марта 2019 года / Петровская академия наук и искусств. – Санкт-Петербург: Петровская академия наук и искусств, 2019. – С. 120-122.

14. Карева, М. И. Основные направления повышения экологичности дизельного двигателя / М. И. Карева, М. А. Карпов // Современные инновации в науке и технике : сборник научных трудов 11-й Всероссийской научно-технической конференции с международным участием, Курск, 15–16 апреля 2021 года. – Курск: Юго-Западный государственный университет, 2021. – С. 95-98.

15. Анализ методов, обеспечивающих выполнение экологических требований транспортными дизелями / А. Ю. Дунин, М. Г. Шатров, Л. Н.

Голубков [и др.] // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2017. – № 3(50). – С. 62-69.

16. Хафизов К.А. Пути снижения энергетических затрат на производственных процессах в сельском хозяйстве – Казань: Изд-во Казан. ун-та, 2007. – 272 с.

17. Optimization of main parameters of tractor and unit for deep processing of soil according to criterion - total energy costs / Khafizov R., Khafizov S., Nurmiev A., Usenkov R. // В сборнике: Engineering for rural development. 2020. С. 603-608.

18. Optimization of main parameters of tractor and unit for plowing soil, taking into account their influence on yield of grain crops / Galiev I., Khafizov S., Khafizov R., Nurmiev A., // В сборнике: Engineering for rural development. 2020. С. 585-590.

19. Justification of the optimal annual load on the tractor providing for its parameters stress on the formed crop / K. A. Khafizov, R. N. Khafizov, A. A. Nurmiev, I. G. Galiev // BIO Web of Conferences : International Scientific-Practical Conference “Agriculture and Food Security: Technology, Innovation, Markets, Human Resources” (FIES 2019), Kazan, 13–14 ноября 2019 года. – Kazan: EDP Sciences, 2020. – P. 00022. – DOI 10.1051/bioconf/20201700022.

20. Северов, В. И. Агроэнергетическая оценка производства кормов / В. И. Северов, К. Г. Калашников. – Кормопроизводство. – 1994. – № 2. – С. 5-7.

21. Базаров Е.И. и др. Агрозооэнергетика.– М.: Агропромиздат, 1987.– 155 с.

©Хафизов К.А.,Хафизов Р.Н.,  
Нурмиев А.А.,Гайнуллин Б.И., 2021

УДК 631.37

**МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ  
ГАЗОВ ДВИГАТЕЛЕЙ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ В  
ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ**

***Синицкая Е.С. – студент; e-mail: katasin@mail.ru***

***ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет  
Петра Великого», г. Санкт-Петербург, Россия***

***Синицкий С. А. – к.т.н., доцент; e-mail: stanislavsin@mail.ru***

***Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия***

**Аннотация:** проведен анализ влияния характера работы двигателя машинно-тракторного агрегата в динамических режимах на токсичность отработавших газов и предложена схема стенда для проведения измерения выбросов вредных веществ с учетом характера нагрузки.

**Ключевые слова:** двигатель, выброс вредных веществ, динамический режим работы.

## **METHODOLOGY FOR STUDYING THE TOXICITY OF EXHAUST GASES OF ENGINES OF MACHINE-TRACTOR UNITS IN DYNAMIC OPERATING MODES**

***Sinitskaya E.S. – student, e-mail: katasin@mail.ru***

*Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia*

***Sinitskiy S.A. – PhD of Technics, associate professor;***

***e-mail: stanislavsin@mail.ru***

*Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia*

**Abstract:** The analysis of the influence of the nature of the engine operation of a machine-tractor unit in dynamic modes on the toxicity of exhaust gases is carried out and a scheme of a stand for measuring emissions of harmful substances is proposed, taking into account the nature of loading.

**Keywords:** engine, emission of harmful substances, dynamic mode of operation.

Токсичность отработавших газов является одной из значительных проблем нашего времени. С каждым годом парк и число машин растет и выбросы вредных веществ (ВВВ) в атмосферу тоже повышаются, [1].

Проблема борьбы с токсичностью автомобилей, тракторов и других машин – одна из первоочередных забот производителей техники и эксплуатационников. В некоторых странах для отдельных классов машин нормы токсичности выхлопа уже утверждены, в других они разрабатываются, [1].

Для снижения ВВВ в атмосферу приходится повышать требования к проектированию и производству современных двигателей. В нынешнее время теория, проектирование, методика расчетов и испытания авто-тракторных двигателей (ГОСТы 18509-95, 14846-95) рассматривают работу двигателей при установившихся нагрузках. В условиях эксплуатации двигателя машинно-тракторных агрегатов (МТА) работают при неустановившихся нагрузках, при этом частота вращения коленчатого вала постоянно меняется, а это сказывается на его режимах работы. Это в свою очередь негативно отражается на расходе топлива, что влечет за собой значительный рост выброса вредных веществ, по сравнению с работой на стационарной нагрузке, [2-12].

Существующие методики замера норм выброса вредных веществ в большинстве случаев рассчитаны на то, что двигатель машинно-тракторного агрегата (МТА) работает на стационарном (установившемся) режиме, а нам же необходимо применить методику забора проб выхлопных газов при работе двигателя МТА в динамических режимах.

Данная задача усложняется следующими факторами:

1. необходимо производить большое количество заборов проб отработавших газов;
2. малое время для забора проб;
3. непостоянность режимов работы двигателя МТА.

С учетом этих условий на данный момент можно предложить и другой способ измерения ВВВ при неустановившихся нагрузках. Для этого необходим стенд, способный имитировать и контролировать неустановившиеся нагрузки двигателей.

Стенд предназначен для исследования влияния рабочих процессов двигателя МТА в стационарных и динамических режимах на показатели ВВВ в отработавших газах.

Предлагаемый стенд состоит из двигателя МТА, который установлен на тормозной стенд, позволяющий проводить стационарные и динамические исследования, устройства для забора проб выхлопных газов, измерительной и регистрирующей аппаратуры.

Для создания переменной нагрузки на двигатель тормозной стенд оборудован специальным имитатором нагрузки, который позволяет создавать различный момент сопротивления, как по значению так и по интенсивности, что позволит имитировать нагрузку которую могут создавать сельскохозяйственные орудия при работе МТА в реальных полевых условиях.

Таким образом, т.к. нагрузка меняется, но при этом носит постоянный колебательный характер то возрастает вероятность более точного измерения токсичности отработавших газов.

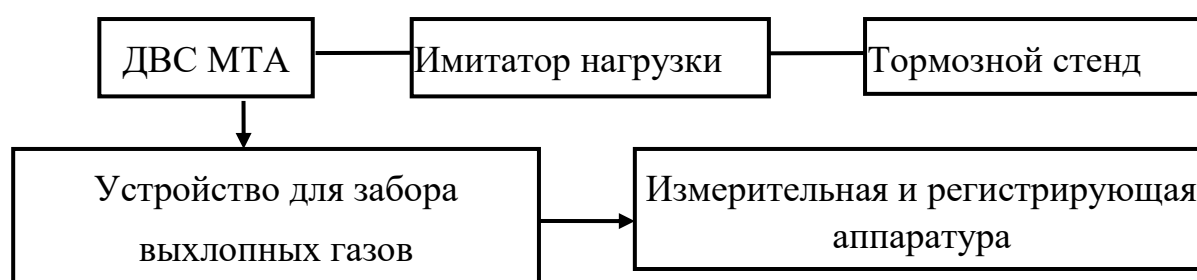


Рисунок 1 – Схема стенда для исследований токсичности отработавших газов двигателей МТА в динамических режимах работы

#### *Литература:*

1. Самойлов, Н. П. Токсичность автотракторных двигателей и способы её снижения / Н. П. Самойлов, В. И. Игонин, О. А. Кашеваров, Д. Н. Самойлов - Казань: Изд-во КГУ, 1997. – 170 с.
2. Юлдашев, А. К. Стенды для исследования двигателей при неустановившихся нагрузках / А. К. Юлдашев, И. Н. Хайрутдинов – Казань: Издательство «Фэн», 2002 – 228с.



3. Синицкий, С. А. Влияние нагрузки машинно-тракторного агрегата на показатели двигателя в условиях эксплуатации/ автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Казанская государственная сельскохозяйственная академия. - Казань, 2005

4. Khaliullin, F. Kh. Determination of statistical data of conditional probabilities of the technical condition of internal combustion engines when compiling the bayes diagnostic table / Khaliullin, J. K. Aladashvili, A. A. Nurmiev, S. A. Sinitsky, G. V. Pikmullin // IOP Conference Series : Materials Science and Engineering electronic collection. - 2019. - С. 012017.

5. Синицкий, С. А. Влияние динамических факторов на показатели двигателя МТА при неустановившейся нагрузке / С. А. Синицкий, В. М. Медведев // Техника и оборудование для села. - 2020. - № 4 (274). - С. 16-19.

6. Design adaptation of the automobile and tractor diesel engine for work on mixed vegetable-mineral fuel / A. Khokhlov, A. Khokhlov, D. Marin [et al.] // BIO Web of Conferences : International Scientific-Practical Conference "Agriculture and Food Security: Technology, Innovation, Markets, Human Resources" (FIES 2019), Kazan, 13–14 ноября 2019 года. – Kazan: EDP Sciences, 2020. – P. 00077. – DOI 10.1051/bioconf/20201700077.

7. Хохлов, А. Л. Техническое обеспечение дизеля для работы на дизельном смесевом топливе / А. Л. Хохлов, Д. Е. Молочников, А. А. Хохлов, И. Н. Гаязиев // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2019. – Т. 14. – № 3(54). – С. 122-127. – DOI 10.12737/article\_5db96fe742de44.29083985.

8. Investigation of the effect of air supply on the effective engine performance of a machine-tractor unit under unsteady load / S. A. Sinitsky, V. M. Medvedev, R. R. Lukmanov [et al.] // BIO Web of Conferences : International Scientific-Practical Conference "Agriculture and Food Security: Technology, Innovation, Markets, Human Resources" (FIES 2019), Kazan, 13–14 ноября 2019 года. – Kazan: EDP Sciences, 2020. – P. 00025. – DOI 10.1051/bioconf/20201700025.

9. Сравнительная оценка динамических характеристик энергетических установок с газодизельным циклом на газомоторном топливе / Ф. Х. Халиуллин, В. М. Медведев, А. В. Матяшин, Д. А. Вахрамеев // Инновации и инвестиции. – 2018. – № 11. – С. 181-185.

10. Халиуллин, Ф. Х. Оценка кинематических параметров МТА (машинно-тракторный агрегат) с учетом эксплуатационных условий / Ф. Х. Халиуллин, И. М. Гайнетдинов // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2011. – Т. 6. – № 4(22). – С. 105-107.

11. Хафизов, К. А. Оптимизация параметров и режимов работы МТА на основе энергетического анализа / К. А. Хафизов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 7. – С. 32-34.

12. Сервис импортной и отечественной сельскохозяйственной техники и оборудования в современных условиях / К. А. Хафизов, Б. Г. Зи-

ганшин, А. Р. Валиев, Н. И. Семушкин. – Казань : Казанский государственный аграрный университет, 2009. – 444 с.

© Синецкая Е.С., Синецкий С. А., 2021

УДК 629.3

**СИСТЕМНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПО КРИТЕРИЮ ОПТИМИЗАЦИИ – МИНИМАЛЬНЫЙ ВЫБРОС В АТМОСФЕРУ ДИОКСИДА УГЛЕРОДА**

*Хафизов К.А.- д.т.н., профессор; e-mail: fts-kgau@mail.ru,*

*Хафизов Р.Н.- к.т.н., доцент; e-mail: ramilajz@mail.ru,*

*Нурмиев А.А.- ст. преподаватель; e-mail: azat-nurmiev@mail.ru,*

*Гайнуллин Б.И.- магистр; e-mail: gajnullin.bulat@bk.ru*

*Казанский государственный аграрный университет*

*г.Казань, Россия*

**Аннотация:**Статья посвящена вопросам снижения выброса диоксида углерода, как в аграрном секторе экономики, так и в сельскохозяйственном машиностроении. Указанная проблема становится актуальной в связи с увеличением выброса парниковых газов, ведущих к повышению среднегодовой температуры на земле, что в свою очередь приведет к повышению уровня океанов из-за таяния ледников на полюсах планеты. Для выявления путей снижения выброса в атмосферу диоксида углерода, в статье предлагается математическая модель транспортных агрегатов, используемых для перевозки сельскохозяйственных грузов. Представлены теоретические зависимости для расчета выброса диоксида углерода при изготовлении транспортных средств, их техническом обслуживании и ремонте, управлении агрегатом и при сжигании ископаемого топлива, как основного источника энергии для работы агрегата. Выявлено, что на 1 МДж энергии, получаемой от сжигания основных видов ископаемого и возобновляемого топлива в разных отраслях экономики (уголь, газ, нефтяное топливо, биотопливо), в среднем приходится 0,072 кг диоксида углерода, выбрасываемого в атмосферу. Представленная математическая модель позволяет проводить сравнительный анализ энергетических затрат различных транспортных агрегатов и соответственно искать пути снижения выброса диоксида углерода в атмосферу.

**Ключевые слова:** Системный подход, сельскохозяйственный транспорт, перевозка грузов, энергозатраты, оптимизация, диоксид углерода, потепление климата.

**SYSTEM MATHEMATICAL MODEL OF VEHICLES ACCORDING TO THE OPTIMIZATION CRITERION - MINIMUM EMISSION OF CARBON DIOXIDE INTO THE ATMOSPHERE**

*Khafizov K.A.- Doctor of Technics, professor; e-mail: fts-kgau@mail.ru,*

**Khafizov R.N.- PhD of Technics, associate professor; e-mail: ramilajz@mail.ru,**

**Nurmiev A.A.- senior lecturer; e-mail: azat-nurmiev@mail.ru,**

**Gainullin B.I.- master's degree; e-mail:gajnullin.bulat@bk.ru**

*Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia*

**Abstract:** The article is devoted to the issues of reducing carbon dioxide emissions, both in the agricultural sector of the economy and in agricultural engineering. This problem becomes relevant in connection with the emission of greenhouse gases. For ways to reduce emissions of carbon dioxide into the atmosphere, the article proposes a mathematical model of transport units used for the transportation of agricultural goods. The theoretical relationships for calculating the emission of carbon dioxide in the manufacture of vehicles are presented. It was revealed that 1 MJ of energy obtained from the combustion of the main types of fossil and renewable fuels in different sectors of the economy (coal, gas, oil fuel, biofuel), on average, accounts for 0.072 kg of carbon dioxide emitted into the atmosphere. The presented mathematical model allows a comparative analysis of the energy costs of various units and, accordingly, to search for emissions of carbon dioxide emissions in the atmosphere.

**Keywords:** System approach, agricultural transport, cargo transportation, energy consumption, optimization, carbon dioxide, climate warming.

## Введение

По данным отечественных и зарубежных исследователей только за последние десять лет произошло увеличение температуры на поверхности земли на 0,5°C, что свидетельствует о неминуемой катастрофе в недалеком будущем, если не принять кардинальные меры по снижению темпов этого процесса [1, 2, 3, 4]. Весомую долю в данный процесс вкладывают двигатели внутреннего сгорания тракторов и автомобилей, являющихся основными средствами механизации технологических процессов в аграрном секторе экономики [5-13]. Двигатели работают на ископаемом топливе и конечным продуктом их сгорания являются диоксид углерода (до 10%) и до 5% других вредных для экологии парниковых и токсичных газов (углеводороды, монооксид углерода, оксиды азота, сероводород и др.). Однако выброс парниковых газов происходит не только при работе агрегатов в полевых условиях, но и при их изготовлении в промышленном секторе экономики, техническом обслуживании и ремонте в сфере технического сервиса. Поэтому математическая модель машинно-тракторных агрегатов, в том числе и транспортных должна быть комплексной и построена на принципах системного подхода [14-20].

## Материалы и методы.

В работе предлагается теоретический анализ производственной и технической эксплуатации тракторных и автомобильных транспортных агрегатов используемых на перевозке сельскохозяйственных грузов в

аграрном секторе экономики на основе прикладных теоретических материалов различных дисциплин, скомпилированных на основе системного подхода в математическую модель по критерию – минимум выброса диоксида углерода в атмосферу.

Результаты и обсуждение.

Математическая модель транспортных агрегатов составлена на основе расчета суммарных энергетических затрат при его производстве, техническом обслуживании и эксплуатации в аграрном секторе экономики. Переход от суммарных энергетических затрат к выбросу диоксида углерода в атмосферу осуществляется через переводный коэффициент. Величина данного коэффициента рассчитывается на основе усреднения величины  $\text{CO}_2$  в кг, приходящейся на 1 МДж энергии полученной от различных видов наиболее распространенного топлива (уголь - 0,093; нефтепродукты - 0,072; природный газ - 0,055; биодизельное топливо - 0,071 кг/МДж) [5, 6]. Среднее значение коэффициента равняется 0,072 кг/МДж.

Суммарные энергетические затраты, при транспортировке грузов автомобильным или тракторным транспортом определяем на основе математической модели, общий вид которой представляет следующую зависимость [7, 8, 9]:

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_{\text{изг. транспорта}}^{\text{уд}} + \mathcal{E}_{\text{изг. приц}}^{\text{уд}} + \mathcal{E}_{\text{РТО транспорта и прицепа}}^{\text{уд}} + \mathcal{E}_{\text{упр. транспортом}}^{\text{уд}} + \mathcal{E}_{\text{ТСМ}}^{\text{уд}} \rightarrow \min, \quad (1)$$

где  $\mathcal{E}$  – удельные суммарные энергетические затраты, МДж/га;

$\mathcal{E}_{\text{изг. транспорта}}^{\text{уд}}$  – энергия, затраченная на изготовление автомобиля или трактора, приходящаяся на 1 га, МДж/га;

$\mathcal{E}_{\text{изг. приц}}^{\text{уд}}$  – энергия, затраченная на изготовление прицепа автомобиля или трактора, приходящаяся на 1 га, МДж/га;

$\mathcal{E}_{\text{РТО транспорта и прицепа}}^{\text{уд}}$  – энергия, затраченная на ремонт и техническое обслуживание автомобиля или трактора, МДж/га;

$\mathcal{E}_{\text{упр. транспортом}}^{\text{уд}}$  – энергия, затраченная на управление автомобилем или трактором (переключение передач, повороты, остановку и трогание с места и т.д.), МДж/га;

$\mathcal{E}_{\text{ТСМ}}^{\text{уд}}$  – энергия, затраченная на выполнение технологического процесса через топливо и смазочные материалы, МДж/га.

Удельные энергетические затраты на изготовление транспортного средства в расчете на 1 га площади поля, куда или откуда осуществляется транспорт груза:

$$\mathcal{E}_{\text{изг. транспорта}}^{\text{уд}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{изг. транспорта}} \cdot H}{T_{\text{год}} \cdot T_{\text{сл}} \cdot \tau \cdot \psi_K \cdot V_K \cdot \rho_{\text{ГР}}} \left( \frac{L_{\text{пер}}}{V_{\text{с гр}}} + \frac{L_{\text{пер}}}{V_{\text{без гр}}} + t_{\text{погр}} + t_{\text{выгр}} \right), \quad (2)$$

где  $\mathcal{E}_{\text{изг. транспорта}}^{\text{уд}}$  – энергия, затраченная на изготовление автомобиля или трактора, приходящаяся на 1 га, МДж/га;

$\mathcal{E}_{\text{изг. транспорта}}$  – энергия, затраченная на изготовление одного автомобиля или трактора, М Дж;

$H$  – норма внесения (посева, посадки, урожайность перевозимой культуры) сыпучего материала, т/га;

$T_{\text{год}}$  – срок службы транспортного средства, лет;

$T_{\text{сл}}$  – годовая загрузка транспортного средства в часах, ч/год;  $t$  – коэффициент использования времени смены транспортного средства;

$\psi_K$  – коэффициент использования объема кузова транспортного средства;

$V_K$  – объем кузова транспортного средства, м<sup>3</sup>;  $\rho_{\text{гр}}$  – плотность груза, т/м<sup>3</sup>;

$L_{\text{пер}}$  – расстояние перевозки груза, км;

$V_{\text{сгр}}, V_{\text{без гр}}$  – скорость перемещения транспортного средства с грузом и без груза, км/ч;

$t_{\text{погр}}, t_{\text{выгр}}$  – время погрузки транспортного средства и время его разгрузки, ч.

Энергия, расходуемая на капитальный ремонт (для трактора), текущий ремонт и техническое обслуживание (для трактора и автомобиля), рассчитывается по формуле (отдельно для КР и ТОР):

$$\mathcal{E}_{\text{КР}}^{\text{уд}} = \frac{a_{\text{КР}}}{a_{\text{р}}} \cdot \mathcal{E}_{\text{изг. транспорта}}^{\text{уд}}, \quad (3)$$

где  $\mathcal{E}_{\text{КР}}^{\text{уд}}$  – энергия на капитальный ремонт трактора, в расчете на единицу площади, МДж/га;

$a_{\text{КР}}$  – коэффициент отчислений на капитальный ремонт трактора;

$a_{\text{р}}$  – коэффициент отчислений на реновацию транспортного средства.

В формуле (1) требует обоснования скорость перемещения транспортного средства с грузом, которая зависит от мощности двигателя транспортного средства, его загруженности и от дорожных условий.

Вспользуемся формулой расчета касательной силы тяги  $P_{\text{кас}}$  на ведущих колесах транспорта:

$$P_{\text{кас}} = \frac{M_e \cdot i_{\text{мп}} \cdot \eta_{\text{мп}}}{r_{\text{к}}} = P_f + P_{\alpha} + P_w, \quad (4)$$

где  $M_e$  – крутящий момент на коленчатом валу двигателя, кН·м;

$i_{\text{мп}}$  – передаточное число трансмиссии транспортного средства;

$\eta_{\text{мп}}$  – коэффициент полезного действия трансмиссии;

$r_{\text{к}}$  – кинематический радиус колеса, м;

$P_f$  – сила сопротивления перекачиванию колес транспортного средства, кН;

$P_\alpha$  – сила сопротивления подъему транспортного средства в гору, кН;

$P_w$  – сила сопротивления воздуха, кН.

После преобразований с использованием известных зависимостей из теории тракторов и автомобилей мы получим кубическое уравнение по скорости транспортного средства для движения с грузом:

$$V_{ср}^3 + p \cdot V_{ср} + q = 0, \quad (5)$$

$$\text{где } p = \frac{12960 \cdot \left( \frac{G_{тр}}{100} + 10 \cdot G_{груза} \right) \cdot (f_{мп} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}{(k_w \cdot F_{тр})}; \quad (6)$$

$$q = -42000 \cdot N_{ном} / (k_w \cdot F_{тр}); \quad (7)$$

где  $G_{мп}$  – масса транспортного средства, кг;

$G_{груза}$  – масса груза, т;

$f_{мп}$  – коэффициент сопротивления перекачиванию колес транспортного средства;

$\alpha$  – угол подъема дороги, град;

$k_w$  – коэффициент сопротивления воздуха,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ ;

$F_{мп}$  – площадь наибольшего лобового сечения транспортного средства,  $\text{м}^2$ .

Действительный корень уравнения находим по формуле [11]:

$$V_{ср} = \left( -\frac{q}{2} + \sqrt{\left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2} \right)^{1/3} + \left( -\frac{q}{2} - \sqrt{\left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2} \right)^{1/3} \quad (8)$$

Затраты энергии обслуживающего персонала подсчитываем по формуле:

$$\mathcal{E}_{упр. транс}^{уд} = \frac{H}{T_{год} \cdot T_{сл} \cdot \tau \cdot \psi_k \cdot V_k \cdot \rho_{гр}} \left( n_{вод} \cdot K_{тр} \cdot \left\{ \frac{L_{пер}}{V_{с гр}} + \frac{L_{пер}}{V_{без гр}} \right\} + n_{всп} \cdot K_{тр} \cdot \{ t_{погр} + t_{выгр} \} \right), \quad (10)$$

где  $n_{всп}$ ,  $n_{вод}$  – число вспомогательных рабочих на погрузке и разгрузке и число водителей, чел;

$K_{тр}$  – коэффициент перевода затрат труда из чел·ч в МДж (различается по основным и вспомогательным рабочим, берется из справочников), МДж/чел·ч.

Удельные энергетические затраты через топливо и смазочные материалы находим по зависимости:

$$\varepsilon_{\text{ТСМ}}^{\text{уд}} = \frac{k_{\text{ТСМ}} \cdot H \cdot G_{100\text{км}} \cdot 2 \cdot L_{\text{пер}} \cdot \beta_{\text{ТСМ}}}{10^2 \cdot \psi_{\text{к}} \cdot V_{\text{к}} \cdot \rho_{\text{ГР}} \cdot \tau}, \quad (11)$$

где  $k_{\text{ТСМ}}$  – коэффициент перевода топлива в МДж, МДж/кг;

$G_{100\text{км}}$  – средний расход транспортным средством топлива в литрах на 100 км, л/100 км;

$\beta_{\text{ТСМ}}$  – плотность топлива, кг/л.

Приведенная модель пригодна для расчетов при транспортировке твердых сыпучих грузов (семена, удобрения, силос и др.) и жидких грузов - воды, жидких удобрений, ядохимикатов и т.д, с учетом того, что при этом чаще используются тракторные транспортные агрегаты и, дополнительно к трактору, появляется сельскохозяйственная машина (прицеп, емкости для транспортировки различных жидкостей).

Массу груза  $G_{\text{груза}}$  рассчитываем исходя из плотности груза  $\rho_{\text{ГР}}$ , объема кузова транспортного средства  $V_{\text{к}}$  и коэффициента использования объема емкости груза  $\psi_{\text{к}}$

$$G_{\text{груза}} = V_{\text{к}} \cdot \rho_{\text{ГР}} \cdot \psi_{\text{к}}. \quad (12)$$

Сельскохозяйственные грузы имеют плотность от 0,3 до 2 т/м<sup>3</sup>, поэтому для перевозки грузов с плотностью меньше 1 т/м<sup>3</sup>, на кузов транспортного средства приходится устанавливать дополнительный борт, высоту которого  $h_{\text{доп}}$  можно рассчитать по формуле:

$$h_{\text{доп}} = \left( G_{\text{груза}} / (S \cdot b \cdot \rho_{\text{ГР}} \cdot \psi_{\text{к}}) \right) - h, \quad (13)$$

где  $S$  – длина кузова транспортного средства, м;

$b$  – ширина кузова транспортного средства, м;

$h$  – стандартная высота кузова, м.

Время выгрузки транспортного средства зависит от особенностей марки транспортного средства, если самосвал, то для сыпучих материалов занимает время в пределах 0,05-0,06 ч.

Время погрузки зависит от перевозимого груза, вида погрузчика, объема или грузоподъемности транспортного средства. Допустим, это время для перевозки зерна от комбайна, можно рассчитать по формуле:

$$t_{\text{погр}} = 0,0583 \left( G_{\text{груза}} / G_{\text{бунк}} \right) + \left( G_{\text{груза}} / G_{\text{бунк}} - 1 \right) / 30, \quad (14)$$

где  $G_{\text{бунк}}$  – грузоподъемность бункера зерноуборочного комбайна, т.

Расчет количества диоксида углерода  $G_{CO_2}$ , выбрасываемого при изготовлении, производственной и технической эксплуатации транспортного средства на 1 га возделываемой площади поля рассчитаем исходя из выброса  $CO_2$  при получении 1 МДж энергии, равного 0,072 кг/МДж:

$$G_{CO_2} = k_{CO_2} \mathcal{E}, \quad (15)$$

где  $k_{CO_2}$  – коэффициент выброса  $CO_2$  в атмосферу при использовании 1 МДж энергии полученного от ископаемых видов топлива, кг/МДж.

На основе предлагаемой энергетической математической модели транспортных агрегатов возможно проведение вычислительных экспериментов с целью выявления путей снижения выброса в атмосферу диоксида углерода при использовании транспортных агрегатов на перевозке сельскохозяйственных грузов.

#### Выводы.

1. Выброс оксида углерода при использовании транспортных агрегатов в сельскохозяйственном производстве происходит не только при непосредственном выполнении технологической операции, но и при их изготовлении, техническом обслуживании, ремонте, управлении. Поэтому при расчете выброса  $CO_2$  от транспортных агрегатов необходимо воспользоваться системным подходом.

2. Величина выброса оксида углерода прямо пропорциональна величине энергетических затрат, поэтому экономия суммарных энергетических затрат при эксплуатации транспортных агрегатов ведет к снижению их карбонового следа.

3. Величина энергетических затрат и количество выброса  $CO_2$  в атмосферу зависят от многих факторов и не только параметров двигателя внутреннего сгорания транспортного средства, но и параметров транспортного агрегата (грузоподъемности, скорости перемещения, объема кузова и т.д.), а также факторов внешней среды (плотности груза, времени погрузки транспортного средства, расстояния перевозки груза, рельефа дороги, вида покрытия дороги и др.).

4. Для выявления эффективности различных транспортных средств и поиска путей снижения выброса диоксида углерода в атмосферу, необходимо проведение вычислительных экспериментов с использованием предлагаемой энергетической математической модели транспортных агрегатов.

#### *Литература.*

1. Энергоэффективная Россия. Пути снижения энергоемкости и выбросов парниковых газов.-2009.- 160 с. [www.mckinsey.com](http://www.mckinsey.com) (Дата обращения 10.08.2021г.)

2. Четвертый двухгодичный доклад Российской Федерации представленный в соответствии с решением 1/CP.16 Конференции Сторон Рамочной конвенции Организации Объединенных Наций об изменении



климата. М. – 2019. – 54 с. [www.unfccc.int](http://www.unfccc.int) (Дата обращения 18 августа 2021 г.)

3. Global Carbon Atlas. – 2021. [www.alcarbonatlas](http://www.alcarbonatlas) (Дата обращения 18 августа 2021 г.)

4. Технологии для смягчения последствий климата. Сельскохозяйственный сектор. Центр ЮНЕП – 2012. [www.unepdtu.org](http://www.unepdtu.org) (Дата обращения 17 августа 2021 г.).

5. Кудряшова, Е. Ю. Анализ систем снижения токсичности отработавших газов / Е. Ю. Кудряшова // Машинно-технологическая станция. – 2012. – № 6. – С. 020-023.

6. Костенко, К. И. Влияние транспортных средств на окружающую среду / К. И. Костенко // Научно-техническое и экономическое сотрудничество стран АТР в XXI веке. – 2017. – Т. 1. – С. 306-311.

7. Влияние отработанных газов на окружающую среду / Д. Е. Кузьмин, В. В. Мяло, А. И. Забудский, Е. М. Биказинов // Научное и техническое обеспечение АПК, состояние и перспективы развития : сборник IV Международной научно-практической конференции, Омск, 15 апреля 2020 года. – Омск: Омский государственный аграрный университет имени П.А. Столыпина, 2020. – С. 121-124.

8. Василенко, Н. А. Экологическая безопасность на транспорте / Н. А. Василенко, И. В. Гордеева // Логистический аудит транспорта и цепей поставок : материалы III международной научно-практической конференции, Тюмень, 28 апреля 2020 года / отв. ред. С. А. Эртман. – Тюмень: Тюменский индустриальный университет, 2020. – С. 277-281.

9. Потапов, Е. А. Экологическая безопасность двигателей машинно-тракторных агрегатов на неустановившихся режимах работы / Е. А. Потапов, Д. А. Вахрамеев // Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии. – 2011. – № 4(29). – С. 49-50.

10. Ковалева, И. В. Загрязнение атмосферы выбросами транспорта и оценка автомобилей по токсичности выхлопов / И. В. Ковалева, А. А. Мирончикова // Аграрная наука - сельскому хозяйству : Сборник статей в 3 книгах, Барнаул, 04–05 февраля 2016 года / ФГБОУ ВО "Алтайский государственный аграрный университет". – Барнаул: Алтайский государственный аграрный университет, 2016. – С. 370-372.

11. Сенина, Ю. П. Снижение негативного влияния автотранспорта на экологическое состояние окружающей среды / Ю. П. Сенина, А. Г. Ветошкин // Труды международного симпозиума "Надежность и качество". – 2011. – Т. 1. – С. 370-371.

12. Попов, А. С. Пути снижения вредных выбросов от двигателей внутреннего сгорания / А. С. Попов, Д. В. Лиховидов, К. С. Бирюков // Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Материалы межрегиональной научно-практической конференции "Высокие технологии в экологии". – 2012. – № 1. – С. 28-30.

13. Экологические требования к автотранспортным средствам / Ю. А. Шекихачев, В. И. Батыров, Л. З. Шекихачева, А. Л. Болотоков // Известия Кабардино-Балкарского государственного аграрного университета им. В.М. Кокова. – 2019. – № 4(26). – С. 75-80.

14. Методика расчета выбросов парниковых газов (CO<sub>2</sub>-эквивалента). Расчет парниковых газов от энергетической деятельности предприятий (сжигание топлива). <https://sro150.ru/index.php/> (Дата обращения 18 августа 2021 г.).

15. Четвертый двухгодичный доклад Российской Федерации представленный в соответствии с решением 1/CP.16 Конференции Сторон Рамочной конвенции Организации Объединенных Наций об изменении климата. М. – 2019. – 54 с. [www.unfccc.int](http://www.unfccc.int) (Дата обращения 18 августа 2021 г.).

16. Хафизов К.А. Пути снижения энергетических затрат на производственных процессах в сельском хозяйстве – Казань: Изд-во Казан. ун-та, 2007. – 272 с.

17. Optimization of main parameters of tractor and unit for deep processing of soil according to criterion - total energy costs / Khafizov R., Khafizov C., Nurmiev A., Usenkov R. // В сборнике: Engineering for rural development. 2020. С. 603-608.

18. Optimization of main parameters of tractor and unit for plowing soil, taking into account their influence on yield of grain crops / Galiev I., Khafizov C., Khafizov R., Nurmiev A., // В сборнике: Engineering for rural development. 2020. С. 585-590.

19. Justification of the optimal annual load on the tractor providing for its parameters stress on the formed crop / K. A. Khafizov, R. N. Khafizov, A. A. Nurmiev, I. G. Galiev // BIO Web of Conferences : International Scientific-Practical Conference “Agriculture and Food Security: Technology, Innovation, Markets, Human Resources” (FIES 2019), Kazan, 13–14 ноября 2019 года. – Kazan: EDP Sciences, 2020. – P. 00022. – DOI 10.1051/bioconf/20201700022.

20. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. – 13-ое изд., исправленное. – М.: Наука, Гл.ред. физ.-мат. лит., 1986. – 544 с.

©Хафизов К.А., Хафизов Р.Н.,  
Нурмиев А.А., Гайнуллин Б.И., 2021

УДК 621.43.068

## **АНАЛИЗ ИНТЕНСИВНОСТИ АКУСТИЧЕСКОГО ИЗЛУЧЕНИЯ В ВЫХЛОПНОЙ СИСТЕМЕ ДВИГАТЕЛЯ ВСН-7Д**

***Жолобов Л.А.- к.т.н., профессор,***

***Коробов М.П.- аспирант,***

***Адушев А.М.- магистрант,***

***Годухина А.А. - магистрант***

*Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Нижний Новгород, Россия*

**Аннотация:** для отвода отработавших газов (ОГ) применяется система выпуска, при конструировании которой учитывается также необходимость снижения токсичности и шума процесса выпуска. Кроме того в системе могут быть поставлены некоторые дополнительные устройства, например: моторный тормоз, система эжекции воздухоочистителя, сажеуловитель и др.

**Ключевые слова:** двигатель, отработавшие газы, система выпуска, токсичность, шум.

## **ANALYSIS OF THE INTENSITY OF ACOUSTIC RADIATION IN THE EXHAUST SYSTEM OF THE VSN-7D ENGINE**

*Zholobov L.A. - PhD of Technics, professor,*

*Korobov M.P. - graduate student,*

*Adushev A.M. - undergraduate,*

*Godukhina A.A. - undergraduate*

*Nizhny Novgorod state agricultural academy,*

*NizhnyNovgorod, Russia*

**Abstract:** an exhaust system is used for exhaust gas (exhaust) discharge, the design of which also takes into account the need to reduce the toxicity and noise of the exhaust process. In addition, some additional devices can be supplied in the system, for example: a motor brake, an air purifier ejection system, a soot catcher, etc.

**Keywords:** engine, exhaust gases, exhaust system, toxicity, noise.

Процесс выпуска отработавших газов является наиболее интенсивным источником шума ДВС. Мощность и спектральный состав акустического излучения процесса выпуска характеризуются высокими их значениями; основная доля акустической энергии при этом располагается в наиболее акустически неблагоприятной зоне спектра звуковых волн. Уровень звукового давления в приемной выхлопной трубе форсированного двигателя может достигать 180 дБ.

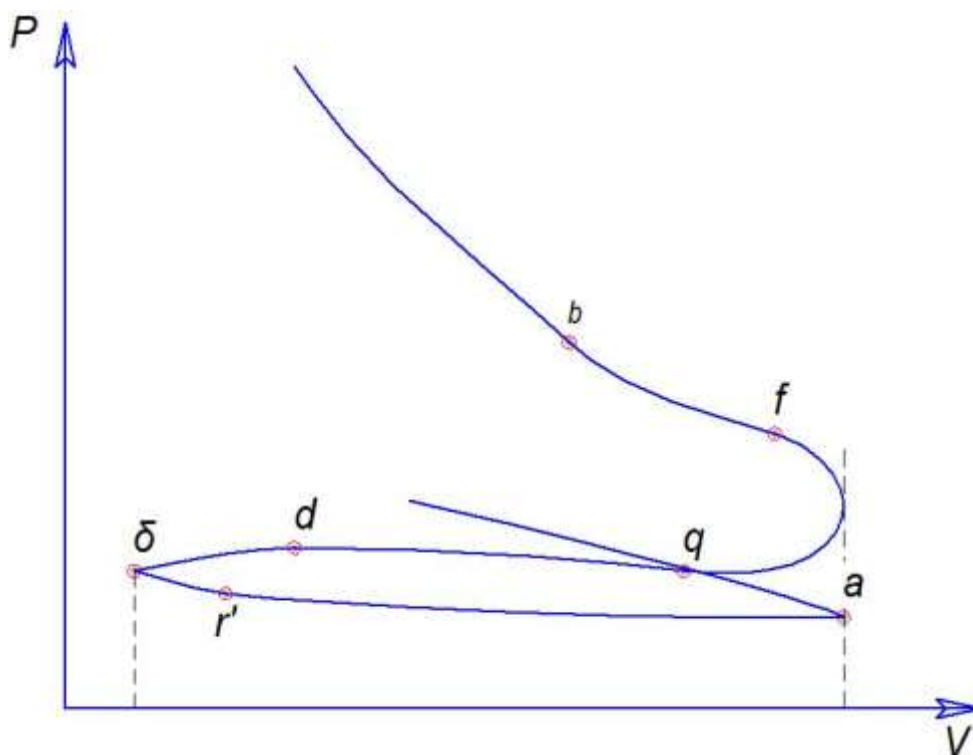


Рисунок 1 - Индикаторная диаграмма с характерными участками шумообразования при выпуске отработавших газов

Процесс выпуска начинается в момент начала открытия выпускного клапана с периода свободного выпуска  $bf$  (см. Рис.1) за  $30...70^\circ$  до НМТ и характеризуется надкритическим истечением отработавших газов. Второй период завершает процесс отвода ОГ после НМТ. Температура  $T_a$ , и давление  $p_b$ , в момент начала открытия клапана в значительной мере определяют характер акустического излучения при процессе выпуска. Максимальная мощность генерируется в период наибольшей турбулизации отработавших газов, когда градиент средней скорости в клапанной щели достигает наибольшей величины. Суммарная акустическая мощность, излучаемая на участке выпуска  $bfq$ , определяется на основании постоянной Лайтхилла. Она пропорциональна восьмой степени скорости газового потока.

Спектральный состав турбулентного шума газового потока определяется как статистическая величина. Суммарная его интенсивность  $I_e$  ( $Вт/м^2$ ) и спектральная плотность  $I_f$ , связаны между собой соотношением

$$I_e = \int_0^\infty I(f) df \quad (1)$$

Наиболее интенсивное излучение акустической энергии системой выпуска происходит на низких частотах; при этом звуковое поле формируется на больших расстояниях от клапана.

В начальный период выпуска струя ОГ распространяется в неподвижной среде и не занимает все сечение вследствие сжатия струи, по-

этомудействительная скорость газа на коротком участке за клапанной щелью может существенно превышать скорость звука. Третий период выпуска ОГ -  $q_d$  (период выталкивания) происходит практически при постоянном давлении в цилиндре. Интенсивность вихревого шума на этом участке пропорциональна шестой степени скорости потока (постоянная Е. Я. Юдина).

Четвертый и пятый этапы выпуска -  $d\delta$  и  $\delta'r'$  – происходят в период перекрытия клапанов. Процесс шумообразования в этих зонах газообмена определяется фазами газораспределения и в настоящее время изучение недостаточно.

Интенсивность акустического излучения в процессе газообмена определяется как параметрами рабочего процесса, так и особенностями конструкции ПДВС. В частности, на характеристики шума влияют плотность газа на выпуске  $\rho_{\text{вып}}$ , противодавление среды  $P_{\text{пр}}$ , в которую происходит истечение, и температура ОГ.

Суммарная акустическая мощность процесса выпуска  $W$  (Вт), определяется как

$$W = W_{\text{имп}} + W_{\text{к}} + W_{\text{егр}} \quad (2)$$

где  $W_{\text{имп}}$  – мощность шума возбуждаемого импульсом давления;

$W_{\text{к}}$  – мощность шума от обтекания элементов клапана;

$W_{\text{егр}}$  – мощность шума газовой струи.

Параметры шума турбулентной струи определяются на основании постоянной Лайтхила:

$$L = \frac{\rho_c^2 u_c^6 D^2}{\rho_o C_o^5}$$

где  $\rho_c$  и  $u_c$  – плотность,  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ , и скорость,  $\frac{\text{м}}{\text{с}}$ , газа;

$D$  – характерный геометрический размер, м;

$\rho_o$  и  $C_o$  – плотность,  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ , и скорость,  $\frac{\text{м}}{\text{с}}$ , перемещения окружающей среды, в которую происходит истечение.

Мощность вихревого шума (Вт)

$$W = (K_0 \Phi^2 + K_1 \Phi^6 + K_2 \Phi^5) F_{\text{кл}} \rho_a C_B^3 (1 - \kappa) \quad (3)$$

$$\text{где } \kappa = (p_B - p_{\text{пр}}) / p_B; C = \sqrt{nRT_B} \quad (4)$$

$$\Phi = \left\{ \frac{2}{n-1} \left[ 1 - (1 - \kappa)^{\frac{n-1}{n}} \right] \right\} \quad (5)$$

В принципе источник шума может быть охарактеризован либо интенсивностью, либо объемной скоростью или переменным давлением. Как отмечалось ранее, интенсивность пульсации на выхлопе имеет порядок 180 дБ, а применение теории волн малой амплитуды при величине пульсации более 120 дБ дает значительные погрешности. Это означает, что

при анализе шумообразования на выхлопе следует уделять серьезное внимание нелинейным акустическим явлениям в системе выпуска.

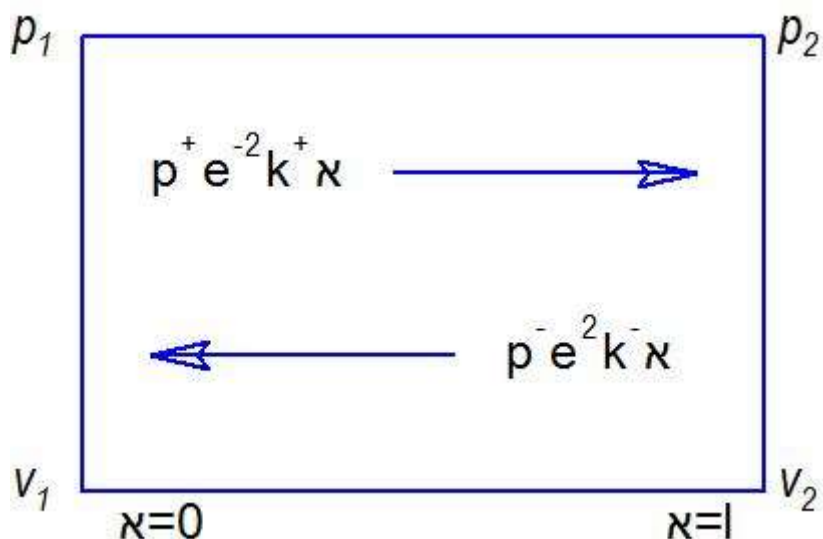


Рисунок 2 - Прямая труба

При расчете глушителей все элементы системы полагают одномерными. Простейшим одномерным элементом является труба постоянного диаметра жесткими стенками. Параметры матрицы, описывающей акустические свойства простейшего одномерного элемента, определяются (см. Рис.2) как совокупность параметров прямых и отраженных волн:

$$p(x) = F^+ e^{ikx} + p^- e^{ik-x} \quad (6)$$

$$V(x) = \frac{S}{\rho c} [p^+ e^{-ik+x} - p^- e^{ik-x}] \quad (7)$$

где  $p^+$ ;  $p^-$  - звуковое давление прямой и обратной волн соответственно;

$k = \frac{\omega}{c}$  - волновое число;

$\omega$  - круговая частота;  $k^+ = \frac{k}{1+M}$ ;  $k^- = \frac{k}{1-M}$ ;

M - число Маха;

S - площадь поперечного сечения.

Для вычисления звукового давления  $p(x)$  и объемной акустической скорости  $V(x)$  используют следующие уравнения:

$$A = F \cos\left(\frac{kl}{1-M^2}\right) \quad (8)$$

$$B = F i \rho c \sin\left(\frac{kl}{1-M^2}\right) \quad (9)$$

$$C = F i \sin\left(\frac{1}{\rho c} \left(\frac{kl}{1-M^2}\right)\right) \quad (10)$$

$$D = F \cos\left(\frac{kl}{1-M^2}\right) \quad (11)$$

$$\text{где } F = \cos\left(\frac{Mkl}{1-M^2}\right) - i \sin\left(\frac{Mkl}{1-M^2}\right)$$

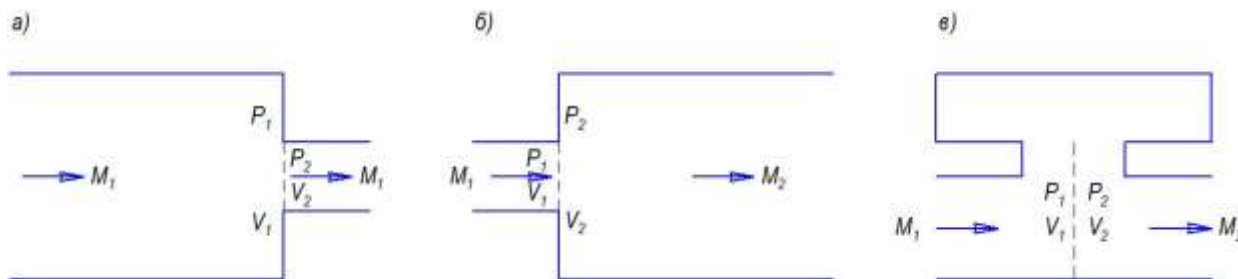


Рисунок 3 - Расчетная схема:

а - сужение канала, б - расширение канала, в - боковое ответвление

При расчете выхлопная система делится на участки, на каждом из которых задается средняя температура, вычисляются параметры матрицы, а затем реализуется «сшивка» всех отрезков с использованием уравнения

$$\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \dots \begin{bmatrix} A_n & B_n \\ C_n & D_n \end{bmatrix} \quad (12)$$

Линеаризованные уравнения сохранения энергии, массы и количества движения при постоянной температуре имеют следующий вид

$$p_1 + \frac{pc}{S_1} M_1 V_1 = p_2 + \frac{pc}{S_2} M_2 V_2 - \frac{\Delta p}{n-1} \quad (13)$$

$$S_1 M_1 p_1 + pc V_1 = S_2 M_2 p_2 + pc V_2 + S_2 M_2 \Delta p \quad (14)$$

$$(S_2 + S_1 M_1^2) p_1 + 2pc M_1 V_1 = (S_1 + S_2 M_2^2) p_2 + 2pc M_2 V_2 + S_2 M_2^2 \Delta p \quad (15)$$

где  $\Delta p$  – необратимые потери давления.

Расчет бокового ответвления через импеданс ответвления  $Z$  выражается как

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ V_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ Z_B^{-1} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ V_2 \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$Z_B = \frac{R}{S_a} + i \left( \frac{X}{S_a} - \frac{pc^2}{\omega V_r} \right) \quad (17)$$

где  $R$  и  $X = \omega p t'$  - соответственно активное и реактивное удельные акустические сопротивления горловины;

$S_a$  - площадь поперечного сечения горловины;

$V_r$  - объем полости глушителя;  $t'$  - эффективная длина горловины.

На средних и высоких частотах расчет по вышеприведенным формулам возможен и для груб малых диаметров. Однако в элементах расширительной камеры на этих частотах может возникнуть резонанс поперечных колебаний, что повлияет на условия распространения плоской одномерной волны. В этом случае одномерная модель расчета не будет адекватно описывать совокупность колебательных явлений в реальном объекте. В этом случае применяют либо метод модального анализа, либо метод конечных элементов. При модальном анализе газовую среду полагают сплошной и задают такие зависимости звукового давления от координат, которые соответствуют границам камеры.

Метод конечных элементов применительно к расчету глушителей может быть использован для моделирования камер любой формы. Основу метода составляет интерпретация объема как совокупности множества малых элементарных объемов. Для определения звукового давления в каждом элементарном объеме задается приближенное решение низкого порядка точности в виде полинома, в котором неизвестными являются амплитуды. Окончательно данные системы определяются после испытания опытного образца и доводки его конструктивных параметров. Лабораторные акустические испытания системы выпуска выполняют с помощью искусственных источников звука. Практически акустические и механические свойства системы оцениваются при испытаниях на реальном двигателе.

#### Выводы и предложения.

В результате проведенной работы создан слепок тангенциального канала, впоследствии по которому была создана компьютерная модель. Создана компьютерная модель системы газообмена двигателя ВСН - 7Д и глушителя.

Проведены испытания на различных частотах вращения ( $1000 \text{ мин}^{-1}$ ;  $2000 \text{ мин}^{-1}$ ;  $3000 \text{ мин}^{-1}$ ) и в разных режимах (с учетом горения и безучета горения). Так же проведены испытания для стандартного распределительного вала и для распределительного вала с измененными профилями кулачков.

Получены данные по изменению давлений, массового расхода воздуха, плотностей и температур выпускного тракта головки двигателя ВСН -7Д.

Визуализированы процессы, протекающие в выпускном канале и глушителе.

В результате анализа полученных данных видно, что тангенциальный канал и глушитель требуют модернизации. В связи с этим, технико - экономические параметры двигателя ВСН - 7Д не достигают оптимальных значений.

Предложено: новая форма впускного канала и глушителя, которая позволит повысить технико - экономические и экологические показатели двигателя ВСН - 7Д.

© ЖолобовЛ.А., КоробовМ.П.,



УДК 621.436

**ВЛИЯНИЕ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ НА РАБОТУ ДИЗЕЛЯ С  
ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ**

**Фоминых А.В. – к.т.н., доцент; e-mail: aleksander.fom@yandex.ru,  
Копчиков В.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: kopchikov\_viktor@mail.ru**  
*Вятский государственный агротехнологический университет,  
г. Киров, Россия*

**Аннотация:** в статье представлены результаты исследования работы двигателя Д-21, оснащенного системой двойного впрыска для обеспечения одновременной подачи метилового спирта, как основного топлива и запального метилового эфира рапсового масла. Результаты исследований представлены в разрезе влияния особенностей процесса подачи альтернативных топлив на сгорание в цилиндре двигателя. Представлены диаграммы, описывающие интегральный закон топливоподачи и характеристики тепловыделения на различных режимах работы.

**Ключевые слова:** двигатель, метиловый спирт, метиловый эфир, рапсовое масло, топливо.

**INFLUENCE OF FUEL SUPPLY PROCESS ON DIESEL OPERATION USING  
ALTERNATIVE FUELS**

**Fominykh A.V. – PhD of Technics, associate professor;  
e-mail: aleksander.fom@yandex.ru**  
**Kopchikov V.N. PhD of Technics, associate professor;  
e-mail: kopchikov\_viktor@mail.ru**  
*Vyatka State Agrotechnological University, Kirov, Russia*

**Abstract:** The article presents the results of a study of the operation of the D-21 engine, equipped with a double injection system to ensure the simultaneous supply of methyl alcohol as the main fuel and ignition methyl ester of rapeseed oil. The research results are presented in the context of the influence of the peculiarities of the process of supplying alternative fuels on combustion in the engine cylinder. Diagrams describing the integral law of fuel supply and characteristics of heat release at various operating modes are presented.

**Keywords:** engine, methyl alcohol, methyl ether, rapeseed oil, fuel.

подавляющее большинство сельскохозяйственной техники во всём мире в качестве энергетической установки использует дизельные двигатели. На сегодняшний день перед молодыми учёными остро стоит зада-

ча замены традиционного нефтяного топлива альтернативным (главным образом возобновляемым). Проведённый анализ литературных источников выявил, что конструкции некоторых дизельных двигателей позволяет без особых изменений использовать альтернативные топлива (АТ).

В качестве таких АТ можно использовать метиловый спирт (метанол) и метиловый эфир рапсового масла (МЭРМ). При этом метиловый спирт целесообразно применять как основное топливо благодаря его низкой себестоимости. Однако, в связи с тем, что его цетановое число ниже цетанового числа дизельного топлива (ДТ), самовоспламенение невозможно. Очевидно, что необходимо такое топливо, которое бы смогло зажечь метиловый спирт в цилиндре двигателя. С этой задачей с лёгкостью справится МЭРМ, физико-химические свойства, которого аналогичны свойствам нефтяного ДТ, а в некоторых пунктах даже лучше. МЭРМ, как и метиловый спирт являются возобновляемыми топливами, технология их получения несложна, всеми известна и доступна. В частности, спирт можно получать из продуктов деревообработки, а эфир является продуктом переэтерификации рапсового масла, метилового спирта и щёлочи с дальнейшим смешиванием, отстаиванием и нагреванием.

Так, на кафедре «Тепловых двигателей, автомобилей и тракторов» в Вятской ГСХА был проведён цикл стендовых испытаний дизельного двигателя Д-21 с участием указанных выше топлив (рисунок 1).



Рисунок 1 – Система топливоподачи модернизированного двигателя Д-21

В ходе испытаний, которые проводились на номинальном режиме ( $n=1800\text{мин}^{-1}$ ) и в режиме максимального крутящего момента

( $n=1400\text{мин}^{-1}$ ) было выявлено, что минимальный суммарный удельный эффективный расход топлива составляет  $g_{e\Sigma} = 490 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$  (рисунок 2) при установочных углах равных  $34^\circ$  до верхней мёртвой точки (в.м.т.). В результате указанных испытаний данного двигателя были определены оптимальные регулировочные параметры по углу опережения впрыскивания топлива, которые составили  $34^\circ$  п.к.в. до в.м.т. для подачи метанола и запального МЭРМ.

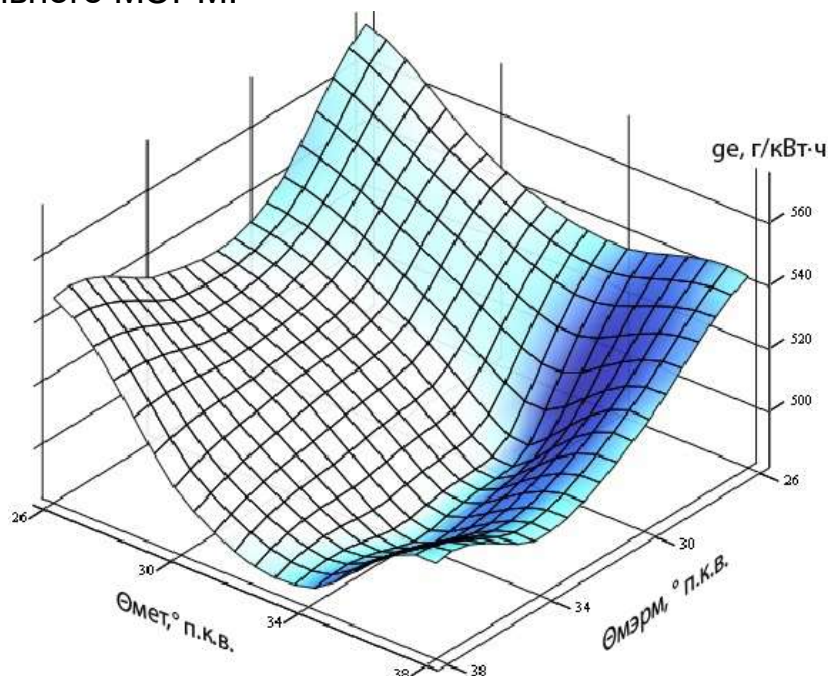


Рисунок 2 – Изменение экономических показателей двигателя Д-21 при различных установочных УОВТ при работе на АТ и  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$

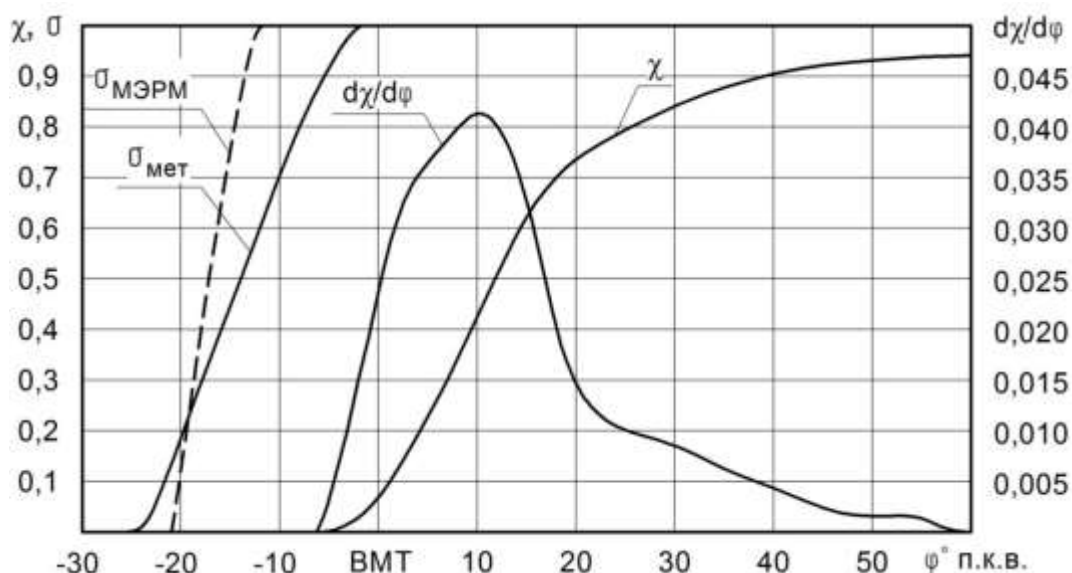


Рисунок 3 – Характеристики тепловыделения и закон топливоподачи при  $n=1800 \text{ мин}^{-1}$

При исследовании особенностей топливоподачи двигателя, работающего по предложенной схеме, также изучалось их влияние на про-

цесс сгорания. Для этого индикаторные диаграммы, полученные в ходе испытаний, обрабатывались с целью определения характера тепловыделения в цилиндре двигателя и влияния на данный процесс особенностей подачи альтернативных топлив.

На рисунке 3 представлены кривые тепловыделения ( $\chi$ ,  $d\chi/d\varphi$ ) и законы топливоподачи ( $\sigma$ ) полученные при работе на метаноле и МЭРМ с ДСТ на номинальном режиме

Из данного рисунка можно отметить особенности процесса тепловыделения характерные для работы по предложенной схеме топливоподачи. Можно отметить высокую скорость тепловыделения в "начальный" период сгорания (до  $20^\circ$  п.к.в. после в.м.т.), где выгорает большая часть топлива, а затем затухающий и растянутый по времени процесс догорания, завершающийся к  $60^\circ$  п.к.в. после в.м.т.

Также из рисунка видим, что к моменту начала воспламенения в цилиндр дизеля поступает порядка 87% метанола и вся запальная порция МЭРМ. Таким образом, полагаем что высокая скорость тепловыделения на "начальном" этапе горения обусловлена прежде всего высокой скоростью выгорания большей части метанола поступившей в цилиндр дизеля и испарившейся до начала горения. При этом за данный период выделяется не менее 70% всего тепла. Процесс догорания по большей мере обусловлен медленным выгоранием запального метилового эфира, обладающего значительно большей вязкостью и худшей испаряемостью, а также догоранием крупных капель метанола поступивших в цилиндр двигателя на завершающем этапе топливоподачи.

На рисунке 4 представлены кривые тепловыделения ( $\chi$ ,  $d\chi/d\varphi$ ) и законы топливоподачи ( $\sigma$ ) полученные при работе на метаноле и МЭРМ с ДСТ на режиме максимального крутящего момента.

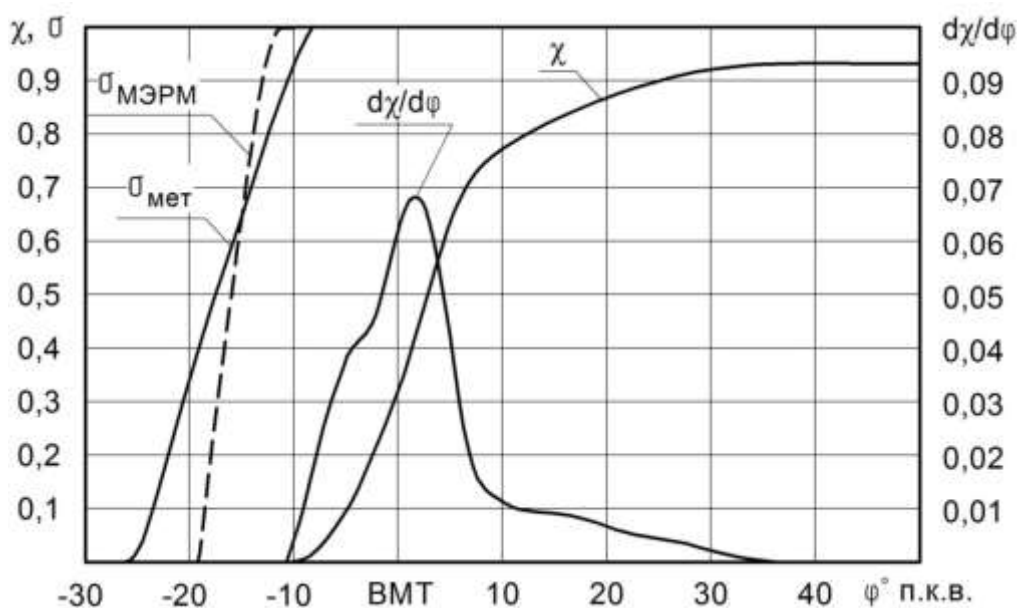


Рисунок 4 – Характеристики тепловыделения и закон топливоподачи при  $n=1400 \text{ мин}^{-1}$

Из данного рисунка можно наблюдать аналогичные особенности процесса сгорания и топливоподачи, но более сжатые по углу поворота коленчатого вала. Здесь "начальный" период сгорания завершается уже к  $9^\circ$  п.к.в. после в.м.т., а к моменту начала воспламенения в цилиндр дизеля поступает 90% всей цикловой порции метанола. Сам процесс сгорания на данном режиме работы характеризуется более высокой скоростью тепловыделения и полностью завершается уже к  $35^\circ$  п.к.в. после в.м.т.

В результате проведенных исследований можно предположить, что процесс сгорания топлива в двигателе при работе на метаноле и запальном МЭРМ является суммой двух процессов горения, развивающихся по различным механизмам. Одновременно происходит кинетическое горение паров метанола, обуславливающих высокую скорость тепловыделения в "начальный" период сгорания и диффузионное горение запального топлива. Поскольку метанол может воспламениться только от запального МЭРМ, можно предположить, что процесс выгорания спирта начинается от некоторых очагов воспламенения запального топлива и далее распространяется по объему цилиндра с некоторой конечной скоростью. Этим объясняется "сжатие" диаграммы по углу поворота и рост скорости тепловыделения при меньшей частоте вращения работы двигателя (рисунок 4).

#### *Литература*

1. Фоминых, А. В. Перспективы применения биодизельного топлива / А. В. Фоминых, М. Д. Николаевский, В. Н. Копчиков // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания : материалы VI Междунар. науч.-практ. конф. - Киров, 2013. - С. 212-214.

2. Лиханов, В. А. Создание макетного образца трактора МТЗ-80 для работы на сжатом природном газе / В. А. Лиханов, Р. Р. Деветьяров, П. Н. Вылегжанин, О. П. Лопатин // Улучшение эксплуатационных показателей автотракторных двигателей внутреннего сгорания : межвузовский сборник научных трудов. - 2002. - С. 21-24.

3. Лиханов, В. А. Влияние установочного УОВТ на образование токсичных компонентов в ОГ дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метаноле и МЭРМ на номинальном режиме / В. А. Лиханов, В. Н. Копчиков, А. В. Фоминых // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания : материалы IX Междунар. науч.-практ. конф. – Киров, - 2016. - С. 212-216.

4. Likhanov, V. A. Investigation of the ignition delay period in the diesel combustion chamber when working on an alcohol-fuel emulsion / V. A. Likhanov, O. P. Lopatin // IOP Conf. Series: materials Science and Engineering 862. – 2020. - 062027.

5. Лиханов, В. А. Снижение выбросов оксидов азота в тракторном дизеле при использовании альтернативных топлив / В. А. Лиханов, В. Н. Копчиков, А. В. Фоминых // Строительные и дорожные машины. - 2019. - № 12. - С. 41-43.

6. Лиханов, В. А. Разработка системы управления для подачи рециркулируемых газов во впускной коллектор газодизеля 4Ч 11,0/12,5 / В. А. Лиханов, О. П. Лопатин, Р. Р. Деветьяров // Улучшение технико-эксплуатационных показателей мобильной техники : XIV Регион. науч.-практ. конф. вузов Поволжья и Предуралья. – Ижевск, 2003. - С. 14-18.

7. Likhanov, V. A. Model for calculating the characteristics of fuel injection and atomization in diesel when working on alcohol-fuel emulsions / V. A. Likhanov, O. P. Lopatin // IOP Conf. Series : materials Science and Engineering 862. – 2020. - 062014.

8. Лиханов, В. А. Влияние охлаждаемой рециркуляции ОГ на эффективные показатели работы газодизеля 4Ч 11,0/12,5 на режиме максимального крутящего момента / В. А. Лиханов, О. П. Лопатин, Р. Р. Деветьяров // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания : межвузовский сборник научных трудов. - Санкт-Петербург, Киров, 2003. - С. 120-122.

9. Likhanov, V. A. Dynamics of soot formation and burnout in a gas diesel cylinder / V. A. Likhanov, O. P. Lopatin // IOP Conf. Series : materials Science and Engineering 862. – 2020. - 062033.

10. Likhanov, V. A. Passenger gas diesels to preserve the city's ecology / V. A. Likhanov, O. P. Lopatin, P. N. Vylegzhanin // IOP Conf. Series: materials Science and Engineering 862. – 2020. - 062078.

11. Likhanov, V. A. Calculation of geometric parameters of diesel fuel ignition flares / V. A. Likhanov, O. P. Lopatin, P. N. Vylegzhanin // IOP Conf. Series: materials Science and Engineering 862. – 2020. - 062074.

12. Лиханов, В. А. Влияние подачи природного газа на содержание токсичных компонентов в отработавших газах дизеля 4Ч 11,0/12,5 на режиме максимального крутящего момента / В. А. Лиханов, П. Н. Вылегжанин, О. П. Лопатин, А. С. Лоскутов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей, тракторов и автомобилей : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Киров, 2003. - С. 225-228.

© Фоминых А.В., Копчиков В.Н., 2021

УДК 621

## **СТАДИЯ РОСТА ПОВЕРХНОСТИ ЧАСТИЦЫ САЖИ В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ ПРИ СГОРАНИИ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ**

**Юрлов А.С. – старший преподаватель; e-mail: Amadeus\_92@mail.ru**

*Вятский государственный агротехнологический университет,  
г. Киров, Россия*

**Аннотация:** В статье рассматриваются вопросы образования частиц сажи, особенно стадия роста поверхности частицы сажи в цилиндре дизеля при сгорании альтернативных топлив, как составляющей проблемы токсичности дизельных двигателей и возможность расширения топливной базы имеющихся современных дизелей. Рассмотрен меха-

низм образования последующих ароматических колец который может проходить с участием ацетилена. Делается заключение, что скорость поверхностного роста частицы пропорциональна концентрации ацетилена в реакционной зоне, которую можно определить газокинетическим методом, численно решая предложенную систему дифференциальных уравнений для рассматриваемых компонентов газовой смеси.

**Ключевые слова:** дизель, метанол, ацетилен, образование, выгорание, сажа, экологические показатели, метиловый эфир рапсового масла.

## THE STAGE OF GROWTH OF THE SURFACE OF SOOT PARTICLES IN THE DIESEL CYLINDER DURING THE COMBUSTION OF ALTERNATIVE FUELS

*Yurlov A.S. - Senior Lecturer; e-mail: Amadeus\_92@mail.ru  
Vyatka State Agrotechnological University, Kirov, Russia*

**Abstract:** The article deals with the formation of soot particles, especially the stage of growth of the soot particle surface in the diesel cylinder during the combustion of alternative fuels, as a component of the problem of toxicity of diesel engines and the possibility of expanding the fuel base of existing modern diesels. The mechanism of formation of subsequent aromatic rings, which can take place with the participation of acetylene, is considered. It is concluded that the rate of surface growth of the particle is proportional to the concentration of acetylene in the reaction zone, which can be determined by the gas-kinetic method, numerically solving the proposed system of differential equations for the components of the gas mixture under consideration.

**Keywords:** diesel, methanol, acetylene, formation, burnout, soot, environmental indicators, rapeseed oil methyl ether.

Область роста частиц сажи располагается в высокотемпературной предпламенной зоне, характеризуется высокой концентрацией газифицированного углерода – продуктов роста частицы сажи. Рост сажи может продолжаться даже при условии диффузии кислорода в реакционную зону, что сказывается на концентрации полициклических ароматических углеводородов (ПАУ) и ацетилена и может существенно уменьшить скорость протекания реакций на поверхности [1]. Высокая концентрация ПАУ способствует поверхностному росту частицы даже при относительно низком интервале температур [1-3].

В образование ароматических колец ПАУ активно участвует ацетилен, хотя полная кинетическая модель образования ПАУ все еще точно не определена. Образование ПАУ может начинаться с распада  $C_3H_4$  или с реакции радикалов  $CH$ , либо  $CH_2$  с молекулами ацетилена с образованием радикалов  $C_3H_3$ , которые способны образовать первое ароматическое кольцо (молекулу бензола –  $C_6H_6$ ). Наличие ароматических соеди-

нений может иметь существенную долю, как показано в исследовании. Механизм образования последующих ароматических колец может проходить с участием ацетилена, как показано на схеме (рисунок 1).

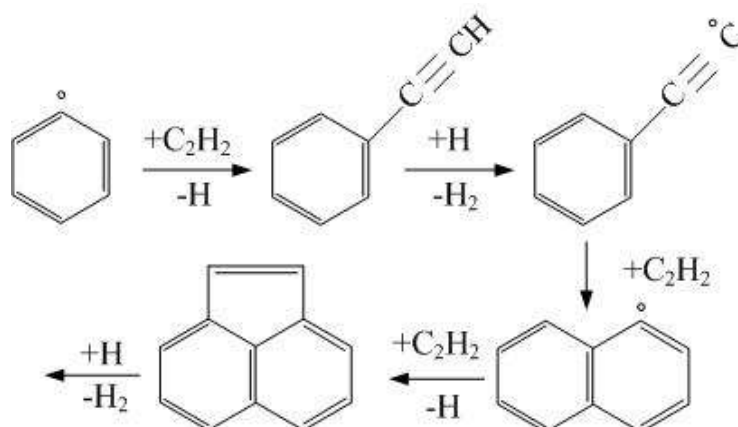
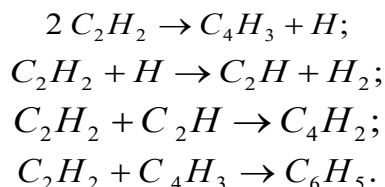


Рисунок 1 – Механизм роста ПАУ с участием ацетилена

Ароматические соединения могут конденсироваться самостоятельно, образуя высокомолекулярные соединения.

При превышении температуры 1000 К ароматическое кольцо склонно к разрушению с образованием более устойчивых частиц и радикалов, в том числе ацетилена. При температурах ниже 1000 К согласно низкотемпературному механизму частицей-зародышем может выступать фенил, в образовании которого также задействован ацетилен [4-7]:



Сегодня одним из наиболее распространенных механизмов поверхностного роста является механизм НАСА (HydrogenAbstractionCarbonAddition). Реакции в механизме роста поверхности сажи по механизму НАСА, согласно которому основным источником роста частиц рассматривается ацетилен представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Реакции в механизме роста поверхности сажи НАСА

| № | Реакция                                   | A (м, кг моль, с) | E кДж кг <sup>-1</sup> моль <sup>-1</sup> |
|---|---|-------------------|---|
| 1 | $C_s-H + H \rightarrow C_s + H_2$         | 2.5E11            | 50200                                     |
| 2 | $C_s + H_2 \rightarrow C_s-H + H$         | 4.0 E08           | 29300                                     |
| 3 | $C_s + H \rightarrow C_s-H$               | 2.2 E11           | -   |
| 4 | $C_s-H \rightarrow C_s + H$               | 2.0 E14           | 456000                                    |
| 5 | $C_s \rightarrow C_2H_2 + \text{продукт}$ | 3.0 E14           | 259000                                    |



| № | Реакция                            | A (м, кг моль, с) | E кДж кг <sup>-1</sup> моль <sup>-1</sup> |
|---|------------------------------------|-------------------|---|
| 6 | $C_s + C_2H_2 \rightarrow C_sCHCH$ | 2.0 E12           | 16700                                     |
| 7 | $C_sCHCH \rightarrow C_s + C_2H_2$ | 5.0 E12           | 159000                                    |
| 8 | $C_sCHCH \rightarrow C_s - H + H$  | 5.0 E10           | -   |

$C_s$  – частица сажи

Механизм поверхностного роста, предложенный в работе [1] рассматривает первичной реакцией роста поверхности – реакцию 4 (таблица 2) – необратимая реакция добавления ацетилена к поверхностному радикалу. Данную стадию можно рассматривать как необратимую, ведущую к образованию нового ароматического кольца.

Учитывая определяющую роль ацетилена в образование ПАУ в богатых смесях в низкотемпературной зоне и ключевую роль ацетилена в поверхностном росте частицы высокотемпературной зоне по механизму НАСА, можно заключить, что скорость поверхностного роста частицы пропорциональна концентрации ацетилена в реакционной зоне, которую можно определить газокинетическим методом, численно решая систему дифференциальных уравнений [1] для рассматриваемых компонентов газовой смеси[8-12].

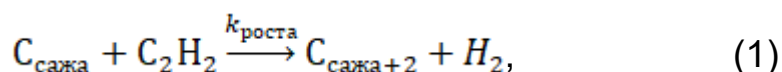
При попытках аналитического описания процесса фазового перехода газифицированного углерода в высокотемпературной зоне камеры сгорания дизеля необходимо также учитывать площадь реакционной поверхности конденсированной частицы.

Скорость конденсации замедляется при наличии у поверхности частицы сажи газов - продуктов окисления и свободных атомов водорода при гетерогенном переходе. Учет этого эффекта замедления реакции в нашей модели учитывается опосредованно через снижение концентрации ацетилена.

Таблица 2 – Механизм поверхностного роста частиц сажи

| Реакция   | A<br>(см <sup>3</sup> моль <sup>-1</sup> с <sup>-1</sup> ) | n     | E(ккал/<br>моль) |
|---|--|-------|------------------|
| $C_{сажа} - H + H \leftrightarrow C_{сажа} \cdot + H^2$   | $4,2 \times 10^{13}$                                       |       | 13,0             |
| $C_{сажа} - H + OH \leftrightarrow C_{сажа} \cdot + H^2O$ | $1,0 \times 10^{10}$                                       | 0,734 | 1,43             |
| $C_{сажа} \cdot + H \rightarrow C_{сажа} - H$             | $2,0 \times 10^{13}$                                       |       |                  |
| $C_{сажа} \cdot + C_2H_2 \rightarrow C_{сажа} - H + H$    | $8,0 \times 10^7$  | 1,56  | 3,8              |
| $C_{сажа} \cdot + O_2 \rightarrow 2CO + \text{продукты}$  | $2,2 \times 10^{12}$                                       |       | 7,5              |
| $C_{сажа} - H + OH \rightarrow CO + \text{продукты}$      | вероятность реакции = 0,13                                 |       |                  |

Таким образом, скорость роста поверхности частицы можно определить по уравнению:



где  $k_{\text{роста}}$  – скорость реакции роста частицы.

Скорость роста частицы зависит от суммарной площади поверхности частиц [1]:

$$k_{\text{роста}} = 1,05 \cdot 10^4 \exp\left(\frac{-3,1 \cdot 10^3}{T_{\text{ОБР}}}\right) \cdot A^{\frac{1}{2}} \cdot [C_2H_2], \quad (2)$$

где  $A$  – площадь поверхности частиц сажи.

Принимая, что частицы сажи в зоне роста имеют правильную сферическую форму, можно определить зависимость роста диаметра частицы сажи от увеличения ее массы:

$$\frac{dD_{\text{ч}}}{d\varphi} = \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{6}{\rho \cdot \pi}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot m_{\text{ч}}^{-\frac{2}{3}} \cdot \frac{dm_{\text{ч}}}{d\varphi}, \quad (3)$$

где  $D_{\text{ч}}$  – диаметр частицы сажи,  $\rho$  – плотность частиц сажи,  $m_{\text{ч}}$  – масса частицы сажи.

Можно принять допущение, что частица сажи состоит только из связанных между собой атомов углерода и имеет плотность  $1,9 \text{ г/см}^3$ . При этом допускаем, что плотность частицы распределена равномерно по ее объему. Тогда скорость роста частицы можно представить в виде:

$$\frac{dD_{\text{ч}}}{d\varphi} = 0,33 \cdot m_{\text{ч}}^{-\frac{2}{3}} \cdot \frac{dm_{\text{ч}}}{d\varphi}. \quad (4)$$

Связывая площадь поверхности частицы сажи с ее диаметром и массой, получаем:

$$A = 3,15 \cdot \frac{m_{\text{ч}}}{D_{\text{ч}}}. \quad (5)$$

Определим количество зародышей частиц сажи по уравнению:

$$\frac{dn}{dt} = 10^4 \exp\left(\frac{2100}{T}\right) [C_2H_2], \quad (6)$$

где  $n$  – количество зародышей частиц,  $[C_2H_2]$  – концентрация ацетилена.

Тогда суммарная реакционная площадь частицы сажи определится как произведение количество частиц сажи на площадь поверхности частицы. Общее количество частиц сажи в цилиндре в результате поверхностного роста не изменяется. При этом рост массы сажи происходит за счет появления новых частиц, вовлечение частиц в реакционную зону в ходе процесса испарения и роста объема топливного факела, гетерогенной поверхностной реакции роста. Количество частиц сажи в реакционной зоне может уменьшаться в результате коагуляции и переходе ча-

стиц в зону выгорания. Скорость вывода частиц из зоны образования принимаем пропорциональной скорости тепловыделения и определяем по выражению:

$$\frac{dM_i}{d\varphi} = \left( \frac{dM_i}{d\varphi} \right)_{\sigma} + \left( \frac{dM_i}{d\varphi} \right)_k + \left( \frac{dM_i}{d\varphi} \right)_x, \quad (7)$$

где  $M_i$  – концентрация компонента газовой смеси,  $\varphi$  – угол поворота коленчатого вала, град.;

$(dM_i/d\varphi)_{\sigma}$  – скорость изменения концентрации  $i$ -го компонента, связанного с подводом испаренного топлива;

$(dM_i/d\varphi)_k$  – скорость изменения концентрации  $i$ -го компонента вследствие предпламенных химических превращений топлива;

$(dM_i/d\varphi)_x$  – скорость изменения концентрации  $i$ -го компонента в процессе основного горения.

Тогда средний диаметр частиц в цилиндре можно определить, разделив общую массу сажи в цилиндре на количество частиц. Скорость изменения среднего диаметра частиц в зоне выгорания определяется по выражению:

$$\frac{dD_{\text{ср}}}{d\varphi} = \frac{dD_{\text{выг}}}{d\varphi} + \frac{dD_{\text{см}}}{d\varphi} + \frac{dD_{\text{коаг}}}{d\varphi}, \quad (8)$$

где  $\frac{dD_{\text{выг}}}{d\varphi}$  – скорость изменения диаметра частицы в процессе выгорания;  $\frac{dD_{\text{см}}}{d\varphi}$  – скорость изменения среднего диаметра частиц, связанная с подводом новых частиц из зоны образования,

$\frac{dD_{\text{коаг}}}{d\varphi}$  – скорость изменения среднего диаметра частиц сажи вследствие коагуляции.

### Литература

1. Лиханов, В. А. Улучшение экологических показателей быстроходного дизеля снижением дымности отработавших газов при работе на альтернативных топливах: монография / В. А. Лиханов, А. С. Юрлов. - Киров, 2021. – 180 с. ISBN: 978-5-6045024-6-4.

2. Likhanov, V. A. Study of the effective performance of the diesel engine when working on methanol and methyl ether rapeseed oil / V. A. Likhanov, O. P. Lopatin, A. S. Yurlov // Journal of Physics: conf. Series 1399. –2019. - 055026.

3. Лиханов, В. А. Создание макетного образца трактора МТЗ-80 для работы на сжатом природном газе / В. А. Лиханов, Р. Р. Девятьяров, П. Н. Вылегжанин, О. П. Лопатин // Улучшение эксплуатационных показателей автотракторных двигателей внутреннего сгорания : Межвузовский сборник научных трудов. – С. Петербург, Киров - 2002. - С. 21-24.

4. Likhanov, V. A. Biofuel based on methanol and methyl ester of rapeseed oil for diesel engine / Likhanov V. A., Lopatin O. P., Yurlov A. S. // IOP Conf. Series: materials Science and Engineering 734. – 2020. - 012208.

5. Likhanov, V. A. Investigation of the ignition delay period in the diesel combustion chamber when working on an alcohol-fuel emulsion / Likhanov V. A., Lopatin O. P. // IOP Conf. Series : materials Science and Engineering 862. – 2020. - 062027.

6. Likhanov, V. A. Passenger gas diesels to preserve the city's ecology / V. A. Likhanov, O. P. Lopatin, P. N. Vylegzhanin // IOP Conf. Series : materials Science and Engineering 862. – 2020. - 062078.

7. Лиханов, В. А. Разработка системы управления для подачи рециркулируемых газов во впускной коллектор газодизеля 4Ч 11,0/12,5 / В. А. Лиханов, О. П. Лопатин, Р. Р. Девятьяров // Улучшение технико-эксплуатационных показателей мобильной техники : XIV Регион. науч.-практ. конф. вузов Поволжья и Предуралья. – Ижевск, 2003. - С. 14-18.

8. Likhanov, V. A. Model for calculating the characteristics of fuel injection and atomization in diesel when working on alcohol-fuel emulsions / V. A. Likhanov, O. P. Lopatin // IOP Conf. Series : materials Science and Engineering 862. – 2020. - 062014.

9. Likhanov, V. A. Dynamics of soot formation and burnout in a gas diesel cylinder / V. A. Likhanov, O. P. Lopatin // IOP Conf. Series : materials Science and Engineering 862. – 2020. - 062033.

10. Лиханов, В. А. Влияние подачи природного газа на содержание токсичных компонентов в отработавших газах дизеля 4Ч 11,0/12,5 на режиме максимального крутящего момента / В. А. Лиханов, П. Н. Вылегжанин, О. П. Лопатин, А. С. Лоскутов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей, тракторов и автомобилей : Междунар. науч.-техн. конф. – Киров, 2003. - С. 225-228.

11. Likhanov, V. A. Calculation of geometric parameters of diesel fuel ignition flares / V. A. Likhanov, O. P. Lopatin, P. N. Vylegzhanin // IOP Conf. Series : materials Science and Engineering 862. – 2020. - 062074.

12. Лиханов, В. А. Влияние охлаждаемой рециркуляции ОГ на эффективные показатели работы газодизеля 4Ч 11,0/12,5 на режиме максимального крутящего момента / В. А. Лиханов, О. П. Лопатин, Р. Р. Девятьяров // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания : межвузовский сборник научных трудов. - Санкт-Петербург, Киров, 2003. - С. 120-122.

© Юрлов А. С., 2021

УДК 621

**РАСЧЕТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕМПЕРАТУРЫ В ЦИЛИНДРЕ  
БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ МЕТАНОЛА И МЭРМ  
В ЗАВИСИМОСТИ ОТ УГЛА П.К.В. НА РАЗЛИЧНЫХ НАГРУЗОЧНЫХ И  
СКОРОСТНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ**

**Юрлов А.С. – старший преподаватель; e-mail: Amadeus\_92@mail.ru**  
*Вятский государственный агротехнологический университет,  
г. Киров, Россия*

**Аннотация:** В статье рассматриваются проблемы токсичности дизельных двигателей и возможность расширения топливной базы имеющихся современных дизелей. Статья содержит результаты исследований, проведенных на двигателе 2Ч10,5/12,0, при работе на метаноле и МЭРМ с отдельной системой топливоподачи. Представлены расчетные характеристики температуры в цилиндре быстроходного дизеля при применении метанола и МЭРМ в зависимости от угла п.к.в. на различных скоростных режимах работы.

**Ключевые слова:** дизель, метанол, образование, выгорание, сажа, экологические показатели, метиловый эфир рапсового масла.

**CALCULATED CHARACTERISTICS OF THE TEMPERATURE IN THE  
CYLINDER OF A HIGH-SPEED DIESEL ENGINE WHEN USING METHA-  
NOL AND MERM, DEPENDING ON THE ANGLE OF THE P. K. V. AT VAR-  
IOUS LOAD AND SPEED MODES OF OPERATION**

**Yurlov A.S. - Senior Lecturer; e-mail: Amadeus\_92@mail.ru**  
*Vyatka State Agrotechnological University, Kirov, Russia*

**Abstract:** The article discusses the problem of toxicity of diesel engines and the possibility of expanding the fuel base of available modern diesel engines. The article contains the results of studies carried out on the engine 2Ch10.5 / 12.0, when working on methanol and MEDM with a separate fuel supply system. The calculated characteristics of the temperature in the cylinder of a high-speed diesel engine with the use of methanol and MERM are presented, depending on the SCH angle. at various high-speed operating modes.

**Key words:** diesel, methanol, formation, burnout, soot, separate fuel supply system, environmental performance, rapeseed oil methyl ester.

Процесс сажевыделения в цилиндре дизеля неразрывно связан с процессами тепловыделения, испарения, смешивания паров топлива. Для моделирования в дизеле этот процесс необходимо рассматривать в силу особенностей организации процесса сгорания топлива в камере сгорания и с учетом того, что моделирование процессов в двигателе представляет собой сочетание описания многих физико-химических явлений.

Поскольку начальная стадия образования конденсированных частиц углерода в предпламенной зоне связана с началом тепловыделения в цилиндре, оценивать продолжительность стадий образования и выгорания частиц можно по соответствующим характеристикам давления, температуры и тепловыделения.

Смещение характеристик на поздний угол п.к.в. вызывает задержку всех внутрицилиндровых процессов, замедляются реакции роста и объединении химических зародышей частиц сажи в предпламенной зоне.

Подавляющая часть дисперсного углерода при горении метанола и метилового эфира рапсового масла в цилиндре быстроходного дизеля газифицируется в зоне основного горения после перехода частицы сажи из зоны предпламенных реакций конденсации углерода. Определяющим фактором является температура пламени. Для определения скорости газификации частицы следует принять допущение, что температура поверхности частицы есть функция температуры пламени и существенно не отличается от температуры окружающего ее газа.

При работе дизеля на альтернативных топливах температура газов в цилиндре дизеля на номинальном режиме имеет несколько другой характер изменения при различных углах п.к.в., особенно в первой фазе горения. При работе двигателя на альтернативных топливах интенсивное тепловыделение происходит за ВМТ, уменьшается доля тепла, подведенная в диффузионном сгорании топлива. Известно, что именно диффузионное горение провоцирует обильное сажевыделение в цилиндре. При работе дизеля на метаноле и МЭРМ на номинальном режиме работы в кинетическом режиме сгорает свыше 70 %, когда на дизельном процессе только 40 % тепла выделяется при кинетическом горении. Смещение сгорания на поздние углы п.к.в. вызывает задержку прогревания рабочего тела, что отражается на температурных характеристиках предпламенной зоны (зоны образования частиц сажи) и зоны выгорания частиц сажи.

При численном моделировании сажеобразования учитывается окисления части газифицированного углерода на этапе конденсации. Скорость перехода частиц в зону выгорания предполагаем пропорциональной скорости выгорания топлива, следовательно, и скорости тепловыделения.

В Вятском ГАТУ проведены работы по численному моделированию температур в цилиндре дизеля в зонах образования и выгорания сажи.

Расчетные характеристики температур в зоне образования сажи в цилиндре быстроходного дизеля при применении метанола и МЭРМ в зависимости от угла п.к.в. и нагрузки на номинальном скоростном режиме ( $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ ) представлены на рисунке 1, а.

По результатам численного моделирования температур в цилиндре в зонах образования и выгорания сажи при  $p_e = 0,115 \text{ МПа}$  установлено, что максимальная температура газов в зоне образования сажи составляет  $T_{1\text{max}} = 1732,6 \text{ К}$  при угле, соответствующем максимальной темпе-

ратуре в зоне образования  $\varphi_{T1max} = 22,9^\circ$  п.к.в.

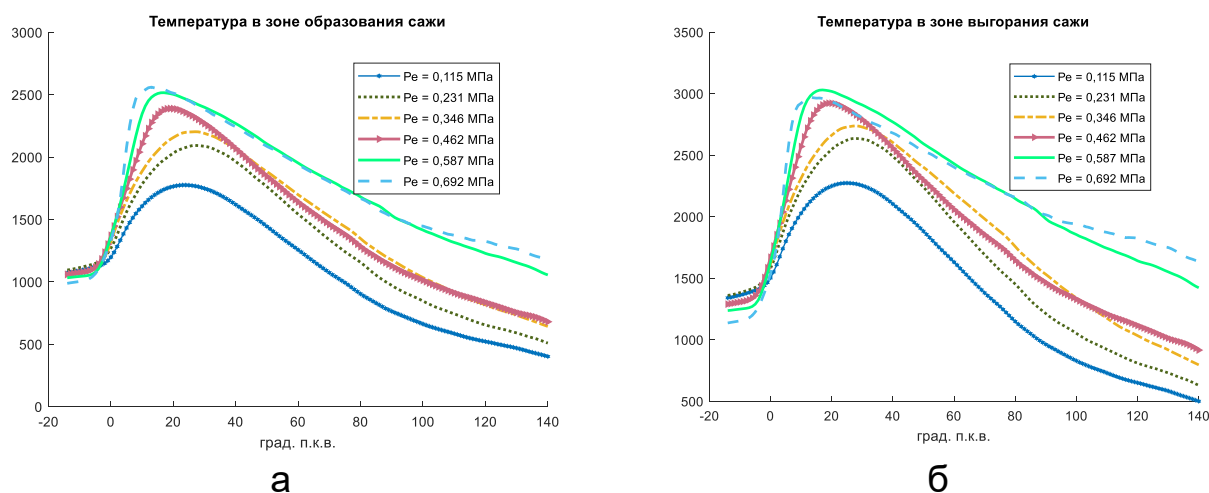


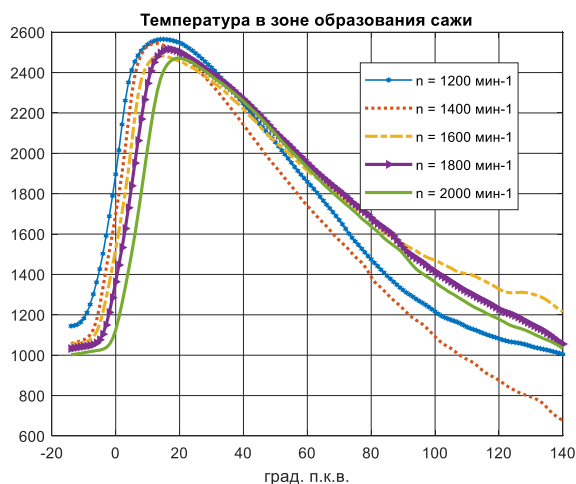
Рисунок 1 – Расчетные характеристики температуры в цилиндре быстроходного дизеля при применении метанола и МЭРМ в зависимости от угла п.к.в. и нагрузки на номинальном скоростном режиме ( $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ ) в: а – зоне образования сажи; б – зоне выгорания сажи

Максимальная температура газов в зоне выгорания  $T_{2max} = 2185,1 \text{ K}$  при угле, соответствующем максимальной температуре в зоне выгорания  $\varphi_{T2max} = 23,9^\circ$  п.к.в. (рисунок 1, б).

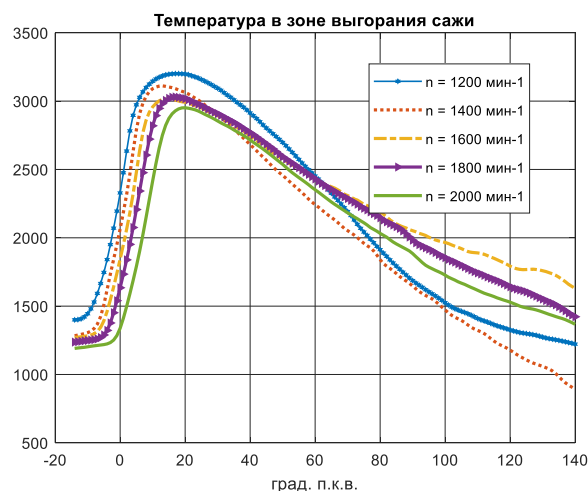
В зонах образования и выгорания сажи при  $p_e = 0,692 \text{ МПа}$  установлено, что максимальная температура газов в зоне образования сажи (рисунок 1, а) существенно выше и составляет  $T_{1max} = 2540,1 \text{ K}$  при угле, соответствующем максимальной температуре в зоне образования  $\varphi_{T1max} = 12,8^\circ$  п.к.в. Максимальная температура газов в зоне выгорания  $T_{2max} = 2930,7 \text{ K}$  (рисунок 1, б) при угле, соответствующем максимальной температуре в зоне выгорания  $\varphi_{T2max} = 12,9^\circ$  п.к.в.

На номинальном режиме работы в зонах образования и выгорания сажи при  $p_e = 0,588 \text{ МПа}$  установлено, что максимальная температура газов в зоне образования сажи несколько ниже и составляет  $T_{1max} = 2502,4 \text{ K}$  (рисунок 1, а) при угле, соответствующем максимальной температуре в зоне образования  $\varphi_{T1max} = 16,5^\circ$  п.к.в. Максимальная температура газов в зоне выгорания  $T_{2max} = 3002,1 \text{ K}$  (рисунок 1, б) при угле, соответствующем максимальной температуре в зоне выгорания  $\varphi_{T2max} = 16,6^\circ$  п.к.в.

Расчетные характеристики температуры в цилиндре быстроходного дизеля при применении метанола и МЭРМ в зависимости от угла п.к.в. на различных скоростных режимах работы представлены на рисунке 2.



а



б

Рисунок 2 – Расчетные характеристики температуры в цилиндре быстроходного дизеля при применении метанола и МЭРМ в зависимости от угла п.к.в. на различных скоростных режимах работы в: а – зоне образования сажи; б – зоне выгорания сажи

По результатам численного моделирования температур в цилиндре в зонах образования и выгорания сажи при  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$  установлено, что максимальная температура газов в зоне образования сажи составляет  $T_{1\text{max}} = 2536,8 \text{ К}$  (рисунок 2, а) при угле, соответствующем максимальной температуре в зоне образования  $\varphi_{T_{1\text{max}}} = 14,2^\circ \text{ п.к.в.}$  Максимальная температура газов в зоне выгорания  $T_{2\text{max}} = 3139,4 \text{ К}$  (рисунок 2, б) при угле, соответствующем максимальной температуре в зоне выгорания  $\varphi_{T_{2\text{max}}} = 16,6^\circ \text{ п.к.в.}$

В зонах образования и выгорания сажи при  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$  (режим максимального крутящего момента) установлено, что максимальная температура газов в зоне образования сажи составляет  $T_{1\text{max}} = 2529,3 \text{ К}$  (рисунок 2, а) при угле, соответствующем максимальной температуре в зоне образования  $\varphi_{T_{1\text{max}}} = 12,4^\circ \text{ п.к.в.}$

Максимальная температура газов в зоне выгорания  $T_{2\text{max}} = 3079,3 \text{ К}$  (рисунок 2, б) при угле, соответствующем максимальной температуре в зоне выгорания  $\varphi_{T_{2\text{max}}} = 12,6^\circ \text{ п.к.в.}$

В зонах образования и выгорания сажи при  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$  (номинальный скоростной режим) установлено, что максимальная температура газов в зоне образования сажи составляет  $T_{1\text{max}} = 2502,4 \text{ К}$  (рисунок 2, а) при угле, соответствующем максимальной температуре в зоне образования  $\varphi_{T_{1\text{max}}} = 16,5^\circ \text{ п.к.в.}$  Максимальная температура газов в зоне выгорания  $T_{2\text{max}} = 3002,1 \text{ К}$  (рисунок 2, б) при угле, соответствующем максимальной температуре в зоне выгорания  $\varphi_{T_{2\text{max}}} = 16,6^\circ \text{ п.к.в.}$

### Литература

1. Лиханов, В. А. Улучшение экологических показателей быстроход-



ного дизеля снижением дымности отработавших газов при работе на альтернативных топливах : монография / В. А. Лиханов, А. С. Юрлов. - Киров, 2021. – 180 с. ISBN: 978-5-6045024-6-4.

2. Likhanov, V. A. Biofuel based on methanol and methyl ester of rapeseed oil for diesel engine / Likhanov V. A., Lopatin O. P., Yurlov A. S. // IOP Conf. Series : materials Science and Engineering 734. – 2020. - 012208.

3. Лиханов, В. А. Создание макетного образца трактора МТЗ-80 для работы на сжатом природном газе / В. А. Лиханов, Р. Р. Деветьяров, П. Н. Вылегжанин, О. П. Лопатин // Улучшение эксплуатационных показателей авто-тракторных двигателей внутреннего сгорания : Межвузовский сборник научных трудов. – С. Петербург, Киров, 2002. - С. 21-24.

4. Likhanov, V. A. Study of the effective performance of the diesel engine when working on methanol and methyl ether rapeseed oil / V. A. Likhanov, O. P. Lopatin, A. S. Yurlov // Journal of Physics : conf. Series 1399. – 2019. - 055026.

5. Likhanov, V. A. Passenger gas diesels to preserve the city's ecology / V. A. Likhanov, O. P. Lopatin, P. N. Vylegzhanin // IOP Conf. Series : materials Science and Engineering 862. – 2020. - 062078.

6. Likhanov, V. A. Investigation of the ignition delay period in the diesel combustion chamber when working on an alcohol-fuel emulsion / V. A. Likhanov, O. P. Lopatin // IOP Conf. Series : materials Science and Engineering 862. – 2020. - 062027.

7. Likhanov, V. A. Model for calculating the characteristics of fuel injection and atomization in diesel when working on alcohol-fuel emulsions / V. A. Likhanov, O. P. Lopatin // IOP Conf. Series : materials Science and Engineering 862. – 2020. - 062014.

8. Лиханов, В. А. Разработка системы управления для подачи рециркулируемых газов во впускной коллектор газодизеля 4Ч 11,0/12,5 / В. А. Лиханов, О. П. Лопатин, Р. Р. Деветьяров // Улучшение технико-эксплуатационных показателей мобильной техники : XIV Регион. науч.-практ. конф. вузов Поволжья и Предуралья. – Ижевск, 2003. - С. 14-18.

9. Лиханов, В. А. Влияние охлаждаемой рециркуляции ОГ на эффективные показатели работы газодизеля 4Ч 11,0/12,5 на режиме максимального крутящего момента / В. А. Лиханов, О. П. Лопатин, Р. Р. Деветьяров // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания : межвузовский сборник научных трудов. - Санкт-Петербург, Киров, 2003. - С. 120-122.

10. Лиханов, В. А. Влияние подачи природного газа на содержание токсичных компонентов в отработавших газах дизеля 4Ч 11,0/12,5 на режиме максимального крутящего момента / В. А. Лиханов, П. Н. Вылегжанин, О. П. Лопатин, А. С. Лоскутов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей, тракторов и автомобилей : Междунар. науч.-техн. конф. – Киров, 2003. - С. 225-228.

11. Likhanov, V. A. Dynamics of soot formation and burnout in a gas diesel cylinder / V. A. Likhanov, O. P. Lopatin // IOP Conf. Series : materials Sci-

ence and Engineering 862. – 2020. - 062033.

12. Likhanov, V. A. Calculation of geometric parameters of diesel fuel ignition flares / V. A. Likhanov, O. P. Lopatin, P. N. Vylegzhanin // IOP Conf. Series : materials Science and Engineering 862. – 2020. - 062074.

© Юрлов А.С., 2021

УДК 621.636

## **МЕХАНИЗМЫ ОБРАЗОВАНИЯ УГЛЕРОДНЫХ ЧАСТИЦ В ПЛАМЕНИ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

**Россохина А.В. – к.т.н., доцент; e-mail: rossokhin.dvs@mail.ru**

*Вятский государственный агротехнологический университет,  
г. Киров, Россия*

**Аннотация:** в работе представлены результаты анализа теоретических и экспериментальных данных по возможным путям образования частиц твердого углерода при горении в цилиндре быстроходного дизеля. Рассмотрены наиболее вероятные химические механизмы образования сажевых частиц с учетом условий, характерных для рабочего процесса дизельного двигателя.

**Ключевые слова:** дизель, экология, сажа, природный газ.

## **MECHANISMS OF FORMATION OF CARBON PARTICLES IN FLAMES OF DIESEL INTERNAL COMBUSTION ENGINES**

**Rossokhin A.V. – PhD of Technics, associate professor;**

**e-mail: rossokhin.dvs@mail.ru**

*Vyatka State Agrotechnological University, Kirov, Russia*

**Abstract:** the paper presents the results of the analysis of theoretical and experimental data on possible ways of formation of solid carbon particles during combustion in a high-speed diesel cylinder. The most probable chemical mechanisms of the formation of soot particles are considered, taking into account the conditions typical for the working process of a diesel engine.

**Key words:** diesel, ecology, soot, natural gas.

Одной из главных претензий, которые предъявляются к современным транспортным средствам, оснащенным двигателями внутреннего сгорания, является сильное загрязнение окружающей среды их отработавшими газами. В этих газах содержится большое количество вредных и токсичных соединений, которые являются продуктами сгорания топлива при осуществлении рабочего процесса. Для того чтобы снизить их содержание в продуктах сгорания необходимо проанализировать механизмы их образования и разложения. И в дальнейшем воздействовать на эти процессы, замедляя процессы образования и интенсифицируя процессы разложения.

Любая химическая реакция представляет собой процесс обмена атомами и их перераспределение между молекулами реагирующих веществ. Применительно к цилиндру поршневого двигателя внутреннего сгорания мы имеем дело с горючим веществом (топливом) и окислителем (атмосферным воздухом). Если в качестве объекта исследований рассматривается рабочий процесс дизельного двигателя, значит в цилиндре происходит горение предварительно не перемешанной смеси, поскольку процессы горения и перемешивания протекают одновременно (внутреннее смесеобразование). Кроме того, следует помнить, что в цилиндре интенсивный поток заряда, вследствие чего образуется турбулентное пламя. Основными факторами, влияющими на скорость горения, помимо степени турбулизации заряда, являются состав смеси, давление смеси и начальная температура. Образование такого вредного продукта сгорания как сажа, характерного для дизелей, как раз связано с тем, что при горении предварительно не перемешанной смеси всегда есть зоны с избытком топлива и недостатком окислителя, в которых и образуются твердые частицы углерода[1-3].

Рассматривая образование углеродных частиц в пламени при горении нефтяного топлива, в частности дизельного топлива, с точки зрения химической кинетики, опираясь на ранее проведенные исследования, с высокой долей вероятности можно утверждать, что важную роль в этом процессе играют радикалы, которые способствуют протеканию реакций, связанных с постепенным увеличением в молекуле доли углерода и уменьшением количества атомов водорода, так называемые реакции дегидрогенизации. К таким соединениям и характерным для них реакциям относят так называемые (СН)-реакции, (СН<sub>2</sub>)-реакции, (СН<sub>3</sub>)-реакции, (СН<sub>4</sub>)-реакции, (С<sub>2</sub>Н)-реакции, (С<sub>2</sub>Н<sub>2</sub>)-реакции, (С<sub>2</sub>Н<sub>4</sub>)-реакции, (С<sub>2</sub>Н<sub>6</sub>)-реакции. Для этих реакций характерна сильная, но не линейная зависимость констант скорости от температуры, описываемая законом Аррениуса[4-7].

Горение углеводородных топлив в идеале должно приводить к образованию лишь СО<sub>2</sub> и Н<sub>2</sub>О. Но как мы знаем состав отработавших газов гораздо богаче по количеству содержащихся в них соединений. Большая их часть является продуктами неполного сгорания исходного топлива, а значит в цилиндре имеет место недогорание топлива, в том числе из-за локального погасания пламени в силу разных причин. Локальное тушение пламени происходит около стенок камеры сгорания и в зазорах, хотя вклад их невелик в общее количество недогоревшего топлива. Еще одним важным предшественником углеродных частиц являются полициклические ароматические углеводороды (ПАУ). Они всегда образуются в пламенах предварительно не перемешанной смеси и обладают канцерогенными свойствами. В свою очередь, наиболее важным предшественником образования ПАУ является ацетилен С<sub>2</sub>Н<sub>2</sub>, образующийся при горении богатых смесей, которые всегда возникают в условиях внутреннего смесеобразования, характерного для дизелей.

Образование ароматических углеводородов начинается с разложения молекулы  $C_3H_4$  либо с взаимодействия образовавшихся радикалов  $CH$  или  $CH_2$  с ацетиленом, что приводит к образованию радикала-предшественника  $C_3H_3$  [8-10].

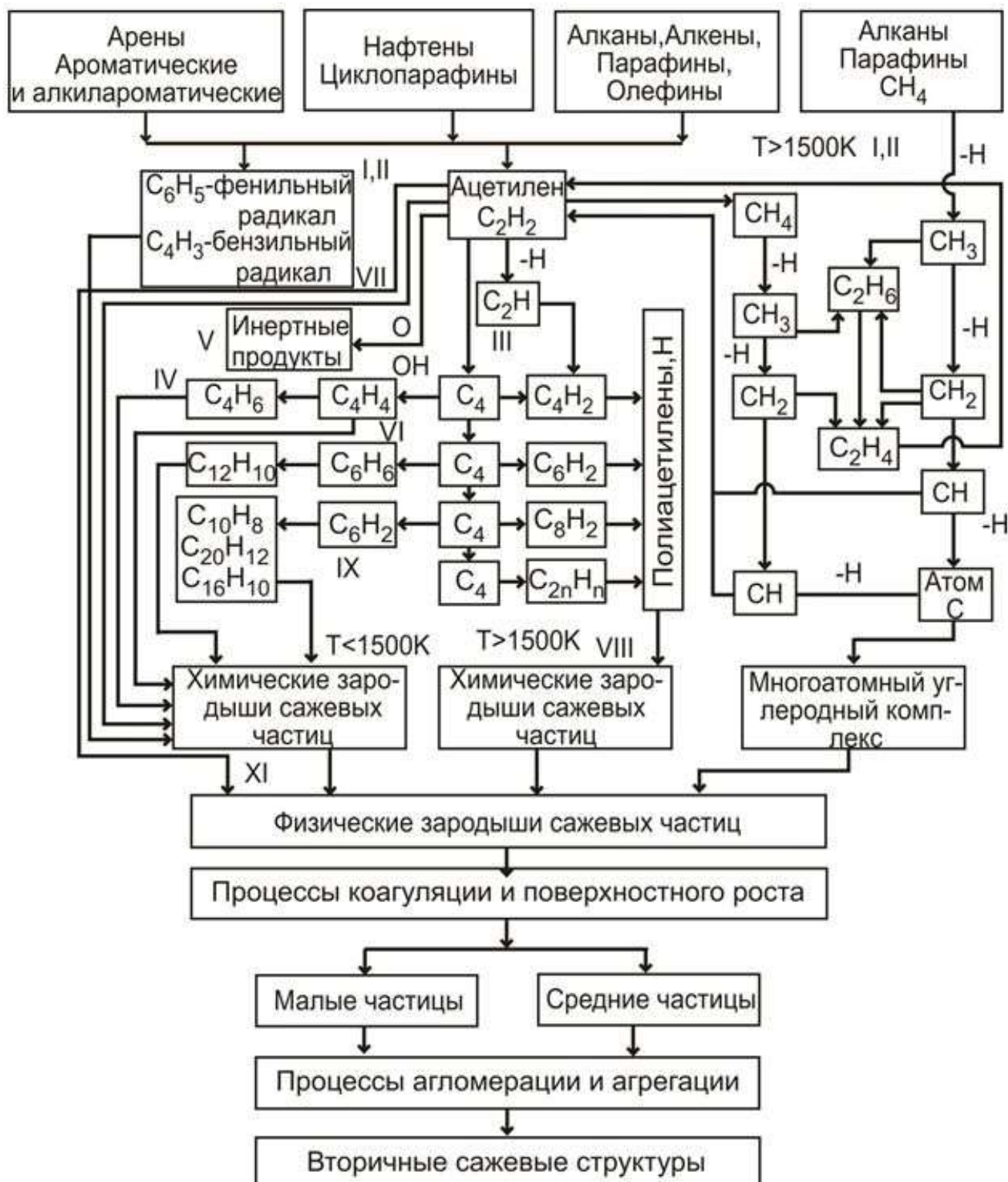


Рисунок 1 - Вероятный химизм зарождения и роста углеродных частиц в цилиндре дизеля

Взаимодействие или рекомбинация молекул  $C_3H_3$  может образовать первое ароматическое кольцо, молекулу бензола  $C_6H_6$ . Этот процесс более вероятен, чем окисление молекулы  $C_3H_3$ , поскольку скорость окисления слишком мала по сравнению со скоростью рекомбинации. Кроме того, реакция молекулы ацетилена  $C_2H_2$  с фенильными радикалами приводит к образованию стирилового радикала. Последний, взаимодействуя снова с молекулой ацетилена, замыкает ароматическое кольцо и ведет к образованию молекулы нафталина. Дальнейшее присоединение молекул  $C_2H_2$  к ароматическому кольцу ведет к дальнейшему росту молекулы ароматического углеводорода. А это прямой путь к образованию зародыша и твердой частицы углерода (сажи) при их дальнейшей коагуляции[11, 12].

Температурной зоной образования частиц углерода принято считать интервал температур от 1000 до 2000 К. при более низких температурах не образуются химические предшественники, а при более высокой происходит их активное разрушение и окисление[9-12].

По массе образующиеся частицы-зародыши составляют всего около 5% от общей массы частиц углерода. Это значит, что основная масса частиц образуется в ходе процессов поверхностного роста. Этот процесс опять же связан с поверхностными реакциями с молекулами ацетилена и других соединений ароматического ряда. По мере роста образующихся частиц процессы коагуляции начинают превалировать над процессами поверхностного роста, в результате чего происходит укрупнение частиц углерода за счет их «слипания» между собой. Это приводит к образованию вторичных углеродных структур (кристаллитов).

Результирующее количество углеродных частиц зависит не только от количества образовавшихся зародышей, но и от удельной поверхности образовавшихся частиц и является интегральной характеристикой процесса возникновения углеродных частиц[11, 12].

Наряду с процессами образования частиц идут процессы их окисления. Главными факторами, оказывающими влияние на окисление углерода, являются температура, время и турбулентность.

### *Литература*

1. Кузьмин, В. А. Тепловое излучение в двигателях и энергетических установках / В. А. Кузьмин – Киров, 2004. – 231 с.
2. Лиханов, В. А. Экспериментальная регистрация размеров частиц сажи в ДВС. Способы подготовки образцов / В. А. Лиханов, А. В. Россхин, В. А. Кузьмин, И. А. Заграй, Н. Н. Миклин, Р. В. Рукавишникова // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания : материалы VI Междунар. науч.-практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение». – Киров, 2013. – Вып. 11.
3. Лопатин, О. П. Влияние применения метанола на показатели процесса сгорания, объемное содержание и массовую концентрацию оксидов азота в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе с ДСТ в зависимо-

сти от угла поворота коленчатого вала на номинальном режиме / О. П. Лопатин, А. А. Анфилатов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания : материалы II Всерос. науч.-практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение». – С. - Петербург – Киров, 2008. - Вып. 5. – С. 137-144.

4. Лопатин, О. П. Влияние применения метанола-топливной эмульсии на показатели процесса сгорания, объемное содержание и массовую концентрацию оксидов азота в цилиндре дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от угла поворота коленчатого вала / О. П. Лопатин, М. Л. Скрыбин // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания : материалы III Междунар. науч.-практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение». - Киров, 2010. - Вып. 8. - С. 126-133.

5. Лопатин, О. П. Снижение содержания оксидов азота в ОГ дизеля с турбонаддувом путем применения КПГ / О. П. Лопатин, А. С. Юрлов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания : материалы IX Междунар. науч.-практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение». – Киров, 2016.- Вып. 12. – С. 415-419.

6. Likhanov, V. A. Calculation of the soot content in the diesel cylinder with turbocharge 4CHN 11,0/12,5 when working on natural gas / V. A. Likhanov, A. V. Rossokhin // IOP Conference Series : materials Science and Engineering. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. - 2020. - С. 62047.

7. Likhanov, V. A. Mathematical model of the formation and burning of smoke-black particles in a motor cylinder during operation on an EFE / V. A. Likhanov, A. A. Anfilatov // IOP Conference Series : materials Science and Engineering. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. - 2020. - С. 32050.

8. Лопатин, О. П. Влияние альтернативных топлив, применяемых в дизелях, на токсичность ОГ / О. П. Лопатин, А. С. Юрлов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания : материалы IX Междунар. науч.-практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение». – Киров, 2016.- Вып. 12. – С. 419-423.

9. Likhanov, V. A. Analysis of the combustion process of diesel fuel in the cylinder 2F 10,5/12,0 depending on the frequency of rotation of the crankshaft / V. A. Likhanov, A. N. Kozlov, M. I. Araslanov // IOP Conference Series : materials Science and Engineering. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. - 2020. - С. 12211.

10. Likhanov, V. A. Influence of emulsion fuel on the composition of dispersed particles / V. A. Likhanov, A. A. Anfilatov // IOP Conference Series : materials Science and Engineering. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. Krasnoyarsk, Russia.- 2020. - С. 62022.

11. Likhanov, V. A. The influence of adjustment parameters on the performance of the combustion process / V. A. Likhanov, A. V. Rossokhin // IOP

Conference Series: Earth and Environmental Science. III International Scientific Conference: AGRITECH-III-2020: Agribusiness, Environmental Engineering and Biotechnologies. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. - 2020. - С. 62068.

12. Likhanov, V. A. Formation and burning of soot particles in a diesel cylinder when working on ethanol-fuel emulsion / V. A. Likhanov, A. A. Anfilatov // IOP Conference Series: materials Science and Engineering. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. - 2020. - С. 32044.

© Россохин А.В., 2021

УДК 621.636

**СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ СОДЕРЖАНИЯ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ  
В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ,  
ОСНАЩЕННЫХ ДИЗЕЛЯМИ**

*Россохин А.В. – к.т.н., доцент; e-mail: rossokhin.dvs@mail.ru  
Вятский государственный агротехнологический университет,  
г. Киров, Россия*

**Аннотация:** в работе рассматриваются механизмы образования твердых частиц углерода в цилиндре ДВС, пути снижения их содержания в отработавших газах, представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований по механизмам образования углеродных частиц при горении дизельного топлива и природного газа.

**Ключевые слова:** дизель, экология, сажа, природный газ.

**METHODS FOR REDUCING THE CONTENT OF SOLID PARTICLES  
IN THE EXHAUST GASES OF VEHICLES EQUIPPED WITH DIESELS**

*Rossokhin A.V. – PhD of Technics, associate professor;  
e-mail: rossokhin.dvs@mail.ru*

*Vyatka State Agrotechnological University, Kirov, Russia*

**Abstract:** The paper discusses the mechanisms of the formation of solid carbon particles in the cylinder of an internal combustion engine, ways to reduce their content in the exhaust gases, presents the results of theoretical and experimental studies on the mechanisms of the formation of carbon particles during the combustion of diesel fuel and natural gas.

**Keywords:** diesel, ecology, soot, natural gas.

Одна из ключевых проблем 21 века - изменение климата планеты за счет антропогенной деятельности и, прежде всего, глобального потепления, вызванного увеличением выбросов "парниковых газов" в атмосферу. Одним из крупнейших производителей этих "парниковых газов"

является автомобильный транспорт. Напомним, что на сегодняшний день в мире эксплуатируется около 1,1 миллиардов транспортных средств, оборудованных двигателями внутреннего сгорания, более трети из которых приходится на дизели.

Проблемы, возникающие из-за глобального потепления, заставляют правительства многих стран принимать ряд мер, в том числе и достаточно жестких, для того чтобы снизить выбросы вредных веществ в атмосферу. Применительно к автомобильному транспорту относятся стимулирование производства транспортных средств с минимальными выбросами вредных веществ, а также поиск новых, альтернативных топлив, которые позволили бы снизить уровень загрязнения окружающей среды[1-3].

С другой стороны, многие страны планируют уже в ближайшее время ввести дополнительные налоги и штрафы для тех, кто эксплуатирует технику с большим количеством вредных веществ, в первую очередь углеродсодержащих соединений. Таким образом, товары, в том числе и автомобили, с большим "углеродным следом" станут неконкурентоспособными по сравнению с новыми, более экологически чистыми разработками.

Одним из путей решения этой задачи может быть замена, полная или частичная, нефтяного топлива на природный газ. Он обладает целым набором положительных качеств для того, чтобы занять ведущее место в списке топлив для автотранспорта в 21 веке. К ним относятся большие запасы газа по всему миру, его технологичность, способность к обработке на газоперерабатывающих заводах, при этом низкая стоимость по сравнению с нефтяными топливами, его экологичность.

При стоимости в 2-2,5 раза ниже стоимости, например, дизельного топлива, выбросы вредных веществ при его использовании снижаются не менее чем 40%. Для большинства газоперерабатывающих заводов природный газ является сырьем для производства например гелия. После извлечения гелия из природного газа, он может быть направлен на газонаполнительные компрессорные станции.

Как было отмечено выше, одним из самых токсичных и вредных соединений, входящих в состав отработавших газов дизелей являются частицы углерода. Природа их образования достаточно сложна. Она состоит из целой цепочки промежуточных реакций, в которых образуются промежуточные соединения и по мере развития этих реакций они сопровождаются процессами дегидрогенизации, то есть длинные молекулы топлива расщепляются, по мере взаимодействия из них уходят атомы водорода, а доля атомов углерода соответственно возрастает. Эти процессы идут достаточно долго, пока не начинает образовываться ацетилен. В дальнейших реакциях происходит очень важный и сложный процесс - фазовый переход. То есть образуется твердая поверхность зародыша углеродной сажевой частицы. На поверхности этой частицы процесс удаления атомов водорода из осколков молекул топлива продолжается

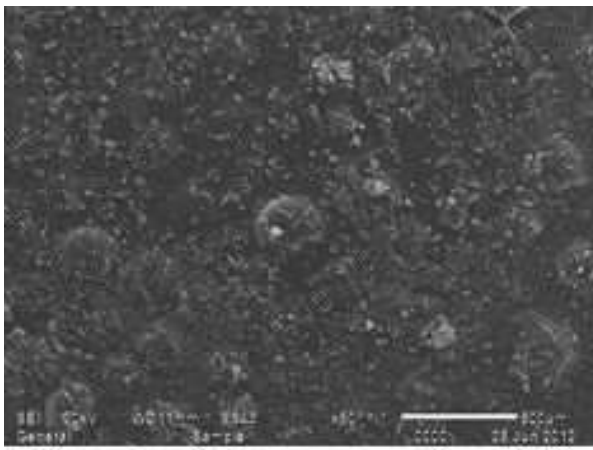


и из зародыша образуется первичная сажевая частица[4-8].

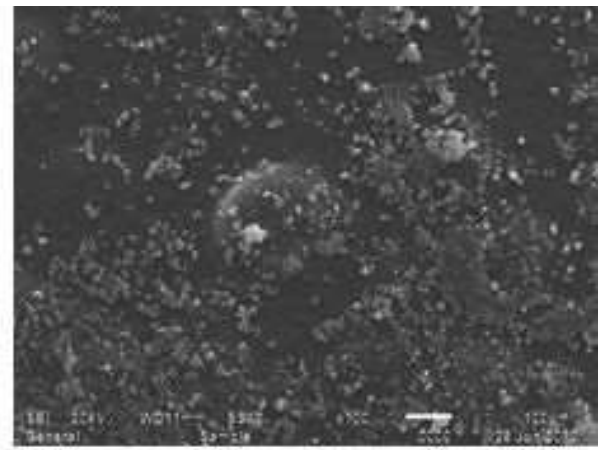
По мере турбулентного движения вместе воздушными потоками в камере сгорания эти частицы начинают коагулировать друг с другом и образовывать уже вторичные сажевые структуры. Они гораздо крупнее и разветвленнее, чем исходные первичные сажевые частицы, которые имеют преимущественно сферическую форму. Авторами были взяты образцы углеродных сажевых частиц, образующихся в цилиндре дизеля при работе и на дизельном топливе и на природном газе. После специальной подготовки удалось получить микрофотографии, на которых отчетливо видны первичные сажевые структуры.

Эти первичные структуры в дальнейшем, в процессах коагуляции и агломерации, создают более сложные и большие вторичные структуры. Следует отметить, что удельная поверхность этих частиц очень велика и на их поверхности оседает большое количество соединений, а сама их поверхность является своего рода катализатором образования канцерогенных полициклических ароматических углеводородов. Большая часть этих частиц конечно сгорает при дальнейшем развитии турбулентного пламени в цилиндре двигателя, особенно если он оборудован турбонаддувом, но часть из этих частиц остается и вместе с отработавшими газами выбрасывается в атмосферу [9, 10].

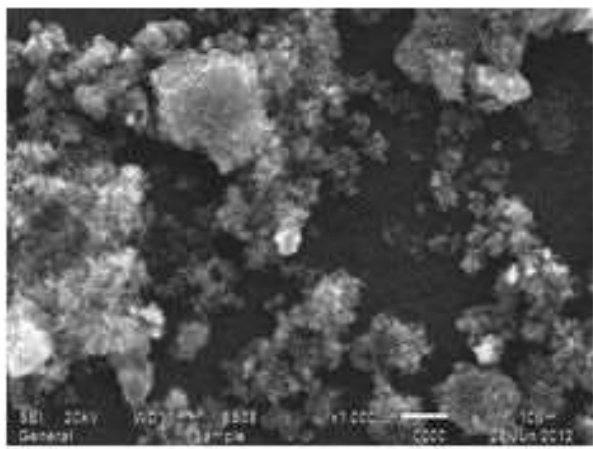
Опираясь на теоретические расчеты и экспериментальные результаты, нами были определены характерные размеры образующихся частиц, как первичных так и вторичных, а также количество частиц и их распределение по размерам. Это было сделано и при работе на дизельном топливе и на природном газе. Установлено, что наибольшее количество образующихся частиц имеет диаметр от 20 до 40 нм. Число как более мелких, так и более крупных частиц убывает в соответствии с законом нормального распределения. Для образования частиц крупных размеров требуется больше времени, а более мелкие углеродные частицы успевают "склеиться" между собой, образуя цепочечные структуры. Часть частиц оседает на поверхности днища поршня, камеры сгорания и тарелках клапанов, а часть остается во взвешенном состоянии и участвует в процессе горения, особенно велик их вклад в излучательную способность пламени [11].



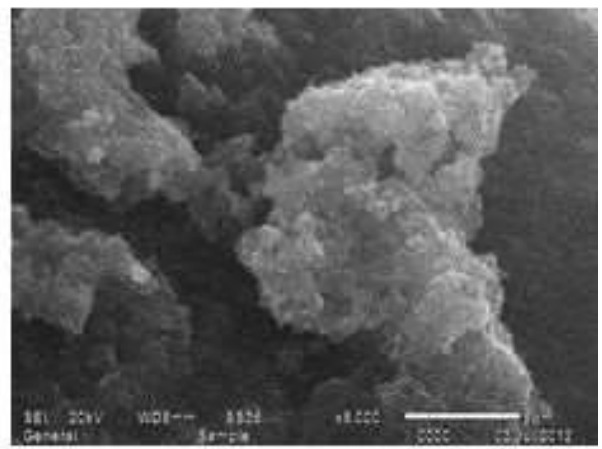
а



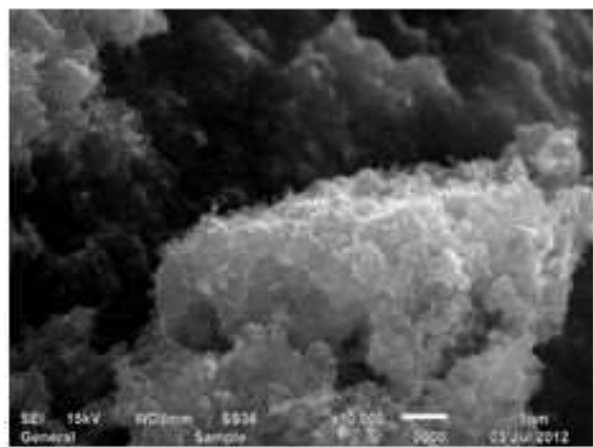
б



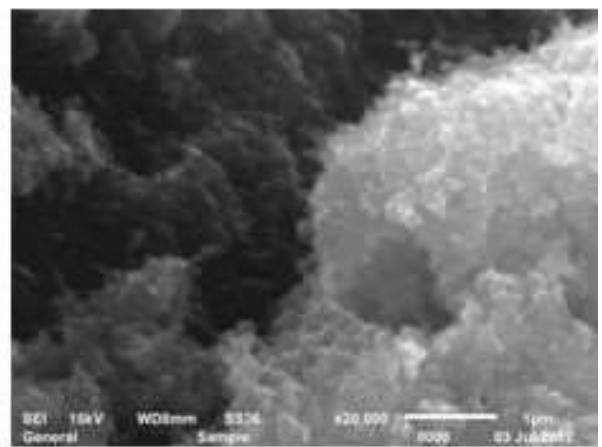
в



г



д



е

Рисунок 1 – Микрофотографии частиц сажи, содержащихся в отработавших газах дизельного ДВС, полученные при помощи электронного микроскопа JEOLJSM-6510 с разной степенью увеличения: а.  $\times 50$ ; б.  $\times 100$ ; в.  $\times 1,000$ ; г.  $\times 5,000$ ; д.  $\times 10,000$ ; е.  $\times 20,000$

Определив массовую концентрацию частиц углерода в объеме камеры сгорания и зная характерные размеры частиц нами было определено количество частиц в единице объема горения смеси. Зная количество частиц, мы можем с некоторой степенью вероятности прогнозировать количество полициклических ароматических углеводородов, которые будут образовываться в процессе горения топлива. После того как количество образовавшихся частиц достигнет своего максимума, процесс их выгорания начнет превалировать над процессом их образования и их интегральное количество будет снижаться по мере движения поршня в процессе расширения. Чем выше турбулентность заряда, выше коэффициент избытка воздуха и температура, тем активнее будет идти процесс окисления углеродных частиц [5, 8, 10, 12].

Проведя математические расчеты и экспериментальные исследования нами было установлено, что при работе дизеля на компримированном природном газе содержание частиц углерода в отработавших газах как по массе, так и по количеству частиц в единице объема снижается от 80 до 96% в зависимости от режима работы. Значит использование природного газа является эффективным способом снижения выбросов углеродных частиц, а значит позволяет говорить, что двигатель становится более экологичным. Структура частиц углерода, образующихся в процессе горения что на дизельном топливе, что на природном газе идентична, то есть в основе их образования лежат одни и те же процессы, но вот количество существенно отличается. С достаточной степенью вероятности можно сказать, что при работе на природном газе увеличивается и доля частиц углерода, выгорающих на такте расширения в цилиндре вследствие более однородного состава топливовоздушной смеси, отсутствия переобогащенных топливом зон и более высокого значения среднего коэффициента избытка воздуха.

### *Литература*

1. Мансуров, З. А. Сажеобразование в процессах горения / З. А. Мансуров // Физика горения и взрыва.- 2005.- Т. 41. № 6.- С. 137-156.

2. Лопатин, О. П. Снижение содержания оксидов азота в ОГ дизеля с турбонаддувом путем применения КПГ / О. П. Лопатин, А. С. Юрлов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания : материалы IX Междунар. науч.-практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение». – Киров, 2016.- Вып. 12. – С. 415-419.

3. Лиханов, В. А. Экспериментальная регистрация размеров частиц сажи в ДВС. Способы подготовки образцов / В. А. Лиханов, А. В. Россохин, В. А. Кузьмин, И. А. Заграй, Н. Н. Миклин, Р. В. Рукавишникова // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания : материалы VI Междунар. науч.-практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение». – Киров, 2013. – Вып. 11.

4. Лопатин, О. П. Влияние альтернативных топлив, применяемых в дизелях, на токсичность ОГ / О. П. Лопатин, А. С. Юрлов // Улучшение

эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания : материалы IX Междунар. науч.-практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение». – Киров, 2016. - Вып. 12. – С. 419-423.

5. Лопатин, О. П. Влияние установочного угла опережения впрыскивания топлива на содержание токсичных компонентов в отработавших газах дизеля с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха 4ЧН 11,0/12,5 / О. П. Лопатин, М. Л. Скрябин, А. В. Гребнев, Ю. Г. Бузмаков // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Всерос. науч.-практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение». – С. –Петербург, Киров, 2008. - Вып. 5. – С. 201-205.

6. Likhanov, V. A. Calculation of the soot content in the diesel cylinder with turbocharge 4CHN 11,0/12,5 when working on natural gas / V. A. Likhanov, A. V. Rossokhin // IOP Conference Series : materials Science and Engineering. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. - 2020. - С. 62047.

7. Likhanov, V. A. Mathematical model of the formation and burning of smoke-black particles in a motor cylinder during operation on an EFE / V. A. Likhanov, A. A. Anfilatov // IOP Conference Series : materials Science and Engineering. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. - 2020. - С. 32050.

8. Лопатин, О. П. Улучшение экологических показателей тракторного дизеля путем применения природного газа и рециркуляции / О. П. Лопатин // Инновационные направления развития АПК и повышение конкурентоспособности предприятий, отраслей и комплексов – вклад молодых ученых : материалы XVIII Междунар. науч.-практ. конф. - Ярославль, 2015. - С. 30-34.

9. Likhanov, V. A. Analysis of the combustion process of diesel fuel in the cylinder 2F 10,5/12,0 depending on the frequency of rotation of the crankshaft / V. A. Likhanov, A. N. Kozlov, M. I. Araslanov // IOP Conference Series : materials Science and Engineering. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. - 2020. - С. 12211.

10. Likhanov, V. A. Formation and burning of soot particles in a diesel cylinder when working on ethanol-fuel emulsion / V. A. Likhanov, A. A. Anfilatov // IOP Conference Series : materials Science and Engineering. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. - 2020. - С. 32044.

11. Likhanov, V. A. Influence of emulsion fuel on the composition of dispersed particles / V. A. Likhanov, A. A. Anfilatov // IOP Conference Series : materials Science and Engineering. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. Krasnoyarsk, Russia. - 2020. - С. 62022.

12. Likhanov, V. A. The influence of adjustment parameters on the performance of the combustion process / V. A. Likhanov, A. V. Rossokhin // IOP

Conference Series : Earth and Environmental Science. III International Scientific Conference: AGRITECH-III-2020 : Agribusiness, Environmental Engineering and Biotechnologies. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. - 2020. - С. 62068.

© Россохин А.В., 2021 г.

УДК 621.431

**ОПТИМИЗАЦИЯ МЕТОДОВ И ПАРАМЕТРОВ ПРЕДПУСКОВОЙ ТЕПЛОЙ ПОДГОТОВКИ ДВИГАТЕЛЯ Д-243**

*Вахрамеев Д.А. – к.т.н., доцент; e-mail: vdaig@yandex.ru,  
Волкова А.И. – магистрант; alevtina.volkova.89@mail.ru  
Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

*Владимиров С.В. – к.т.н., доцент;  
Донецкий национальный университет экономики и торговли  
им. Михаила Туган – Барановского, г. Донецк, ДНР*

**Аннотация:** на дизельном двигателе Д-243 проведены исследования зависимости компрессии в цилиндрах при пуске в зависимости от температуры окружающей среды. Представлены расчеты температуры топливовоздушной смеси в конце такта сжатия в процессе пуска при различных температурах. По результатам анализа расчетов предложены направления обеспечения гарантированного пуска дизельного двигателя в зимний период, а также требования и анализ устройств предпусковой тепловой подготовки.

**Ключевые слова:** процесс пуска двигателя, тепловой аккумулятор, предпусковая подготовка, компрессия, топливо-воздушная смесь.

**OPTIMIZATION OF PRE-LAUNCH METHODS AND PARAMETERS THERMAL PREPARATION OF THE D-243 ENGINE**

*Vachrameev D.A. – PhD of Technics, associate professor; e-mail:  
vdaig@yandex.ru,*

*Volkova A.I. – post-graduate student; e-mail: alevtina.volkova.89@mail.ru*

*Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia*

*Vladimirov S.V. - PhD of Technics, associate professor; e-mail:  
Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail  
Tugan - Baranovsky, Donetsk, DPR*

**Abstract:** on the D-243 diesel engine, studies were carried out on the dependence of compression in the cylinders during start-up depending on the

ambient temperature. Calculations of the temperature of the fuel-air mixture at the end of the compression stroke during start-up at different temperatures are presented. Based on the results of the analysis of calculations, the directions of ensuring the guaranteed start of the diesel engine in winter, as well as the requirements and analysis of pre-start thermal preparation devices are proposed.

**Keywords:** engine start-up process, heat accumulator, pre-start preparation, compression, fuel-air mixture.

Цикл работы любого двигателя внутреннего сгорания берет начало с процесса пуска, который представляет собой особый интерес ввиду многообразия и сложности происходящих в данный период изменений различных параметров. Подобные процессы очень сложно описать конкретными математическими зависимостями, но поскольку пуск является кратковременным периодом работы двигателя, то он не получил особого внимания в различных областях исследований. Именно качество процесса пуска определяет эксплуатационные возможности двигателя и его ресурс.

Уделим внимание устройствам предпусковой тепловой подготовки и самому процессу пуска двигателя внутреннего сгорания в условиях низких температур, где особенные затруднения испытывают дизели. Это обусловлено тремя основными причинами:

1) гарантированный процесс воспламенения топливо-воздушной смеси в камере сгорания возможен при температуре не менее 300°C согласно ГОСТ 305-82 «Топливо дизельное. Технические условия»;

2) охлажденное дизельное топливо распыляется в холодный воздух и холодные элементы пршневой группы, что значительно затрудняет процесс смешивания и воспламенения;

3) для обеспечения достаточной компрессии в процессе пуска дизельного двигателя частота вращения его коленчатого вала должна быть не менее 100 оборотов в минуту, что бывает достаточно проблематично ввиду понижения выдаваемой мощности тока аккумуляторной батареи в условиях низких температур и загустением моторного масла в картере двигателя. Поэтому уже при температуре окружающей среды ниже -10°C могут возникать проблемы с запуском дизельного двигателя.

Представим расчеты зависимости температуры топливо-воздушной смеси, образующейся в цилиндре дизельного двигателя модели серии Д-243 в момент его пуска (при условии, что температура двигателя равна температуре окружающей среды):

-температура воздуха в цилиндре двигателя в процессе работы[2]:

$$T=(T_a+\Delta T+T_r \times \gamma_r)/(1+\gamma_r) \quad (1)$$

где  $T_a$  - температура воздуха окружающей среды, °K;

$\Delta T$  - увеличение температуры воздуха при его прохождении по воздушному тракту двигателя, °К;

$T_r$  — температура остаточных газов двигателя, °К;

$\gamma_r$  — коэффициент остаточных газов.

Для процесса пуска холодного двигателя формула (1) приобретает вид:

$$T = T_a \quad (2)$$

- температура воздуха в цилиндре двигателя в конце такта сжатия в процессе работы двигателя[2]:

$$T_B = T \times \varepsilon^{k_1 - 1} \quad (3)$$

где

$\varepsilon$  — степень сжатия двигателя, для двигателя серии Д-240  $\varepsilon=17$ ;

$k_1$  — показатель адиабаты сжатия, для процесса пуска примем  $k_1=1,376$ .

Данная зависимость абсолютно несправедлива для процесса пуска, поскольку она не учитывает множество факторов, основополагающим из которых является низкое давление в камере сгорания в конце такта сжатия (компрессия). И если брать за основу расчета именно выражение (3), то в него следует ввести поправочный коэффициент «К», учитывающий пониженное значение фактической компрессии в процессе пуска дизеля.

Тогда выражение (3) примет вид:

$$T_B = K \times T \times \varepsilon^{k_1 - 1} \quad (4)$$

Для обеспечения точности расчетов необходимо знать точное значение коэффициента «К». Но поскольку данный коэффициент зависит от множества факторов, то его определение достаточно сложно.

Определим основные факторы, которые влияют на снижение значения компрессии в процессе пуска дизеля в условиях низких температур:

$$K = K_1 \times K_2 \quad (5)$$

где:  $K_1$  — поправочный коэффициент, учитывающий низкое число оборотов коленчатого вала двигателя вследствие пониженной мощности тока стартерной аккумуляторной батареи и высокой вязкости моторного масла;

$K_2$  — поправочный коэффициент, учитывающий увеличенные значения тепловых зазоров цилиндро-поршневой группы.

В свою очередь, значения поправочных коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$  являются переменными величинами и имеют явно выраженную связь от температуры. Определить данную зависимость математическими методами достаточно сложно. Одновременно практические исследования в

данной области позволили определить достаточно точную связь между вышеуказанными параметрами и температурой.

Проанализировав представленные зависимости, стоит отметить, что компрессия в двигателе при пуске снижается в геометрической прогрессии в зависимости от линейного снижения температуры окружающей среды. Поправочный коэффициент  $K$  можно определить, зная нормальное значение компрессии для данного типа двигателя и значение компрессии при определенной температуре окружающей среды:

$$K = P_f / P_n \quad (6)$$

где  $P_f$  — фактическое значение компрессии при определенной температуре окружающей среды, атм;

$P_n$  — номинальное значение компрессии для данного типа двигателя, атм. (для дизеля Д-243  $P_n = 27$  атм.).

Таким образом, согласно выражению (6) для температуры  $-30^\circ\text{C}$  по данным таблицы 1, поправочный коэффициент  $K$ :

$$K = 9,75 / 27 = 0,36$$

Тогда температура воздуха в конце такта сжатия при пуске двигателя Д-243 при  $-30^\circ\text{C}$  ( $243^\circ\text{K}$ ) согласно выражению (4):

$$T_b = 0,36 \times 243 \times 17^{0,376} = 253^\circ\text{K} = -20^\circ\text{C}$$

Как видим, полученное значение температуры слишком мало для процесса пуска дизельного двигателя.

Для гарантированного процесса самовоспламенения топливозвоздушной смеси необходимым условием является обеспечение минимальной необходимой температуры. Для зимнего сорта дизельного топлива по стандарту данная температура должна быть не менее  $300^\circ\text{C}$ . Необходимо учитывать не только температуру сжатого в цилиндре дизеля воздуха, но и температуру впрыскиваемого топлива. Приведем следующий расчет:

Масса воздушного заряда, поступающего в цилиндр двигателя в процессе впуска[2]:

$$M_b = V_c \times \rho \times \eta_v \quad (7)$$

где:  $V_c$  - рабочий объем цилиндра, для двигателя Д-243  $V_c = 0,0011 \text{ м}^3$ ;

$\rho$  — плотность воздуха при заданной расчетной температуре;

$\eta_v$  — коэффициент наполнения, при пуске двигателя  $\eta_v = 0,95$ .

Цикловую подачу топлива в процессе пуска двигателя Д-243 определим исходя из характеристик настройки топливного насоса УТН-5М. Производительность секции насоса при пуске двигателя составляет не



менее 120 мм<sup>3</sup>/цикл. Поэтому принимаем  $g_c = 120 \text{ мм}^3/\text{цикл} = 0,00012 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{цикл}$ .

Масса топлива цикловой подачи:

$$M_t = g_c \times \rho_t \quad (8)$$

где:  $\rho_t$  - плотность дизельного топлива при заданной расчетной температуре.

Температура топливовоздушной смеси в процессе пуска двигателя Д-243:

$$T_{см} = (C_{рв} \times M_v \times T_v + C_{рт} \times M_t \times T_t) / (C_{рв} \times M_v + C_{рт} \times M_t) \quad (9)$$

где:  $C_{рв}$  — удельная теплоемкость воздуха при заданной расчетной температуре, Дж/(кг×град);

$C_{рт}$  — удельная теплоемкость топлива при заданной расчетной температуре, Дж/(кг×град).

Из выражения (9) видно, что определяющее значение имеет температура воздуха, поступающего в цилиндр двигателя. Для обеспечения гарантированного пуска дизеля в идеальном случае следует подавать в цилиндры разогретый воздух, но практически реализовать это сложно. Но если провести анализ зависимости (5), то можно утверждать, что температуру воздуха в цилиндре двигателя в конце такта сжатия можно существенно увеличить двумя способами:

1) снижением передачи тепловой энергии холодным деталям путем их предварительного нагрева (снижение коэффициента  $K_1$ ),

2) увеличением давления в цилиндре за счет увеличения частоты вращения коленчатого вала двигателя в процессе пуска путем предварительного подогрева моторного масла и снижения его вязкости (снижение коэффициента  $K_2$ ).

Данными техническими решениями возможно получить аналогичный эффект, что и при подаче подогретого воздуха непосредственно в цилиндры двигателя. Но здесь гораздо проще осуществить процесс в реальной эксплуатации.

Произведем расчет температуры топливо-воздушной смеси в конце такта сжатия в цилиндрах дизеля серии Д-240 от -30°C до значений нормальной температуры (+20°C) с интервалом в 5°C.

Таблица 2 - Расчет температуры газовойоздушной смеси в конце такта сжатия при пуске дизельного двигателя Д-243

| Температура окружающей среды | Поправочный коэффициент «К» | Температура воздуха в конце | Температура газовойоздушной |
|------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
|------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|

| и дизеля |      | такта сжатия в цилиндре | смеси в цилиндре |
|----------|------|-------------------------|------------------|
| -30°C    | 0,36 | -20°C                   | -22°C            |
| -25°C    | 0,42 | +29°C                   | +24°C            |
| -20°C    | 0,55 | +130°C                  | +111°C           |
| -15°C    | 0,59 | +168°C                  | +144°C           |
| -10°C    | 0,62 | +200°C                  | +126°C           |
| -5°C     | 0,68 | +255°C                  | +222°C           |
| 0°C      | 0,71 | +289°C                  | +252°C           |
| +5°C     | 0,74 | +323°C                  | +282°C           |
| +10°C    | 0,77 | +359°C                  | +313°C           |
| +15°C    | 0,8  | +395°C                  | +347°C           |
| +20°C    | 0,82 | +423°C                  | +372°C           |

Таким образом, при анализе расчетных данных таблицы 2 видим, что гарантированный пуск дизеля при применении зимнего сорта топлива возможен при температуре от +5°C и выше. И это условие можно распространить на большинство моделей дизелей. Такую рекомендацию дает и сам завод-изготовитель двигателей данной модели, полученную по статистическим данным эксплуатации от потребителя. Эту рекомендацию возможно распространить на все основные модели дизелей. Это говорит о том, что значения поправочного коэффициента «К» определены верно и могут быть использованы в дальнейших расчетах. Также, полученные данные таблицы 2 позволяют оптимизировать режимы работы устройств предпусковой тепловой подготовки. Подобные устройства должны гарантировать прогрев дизельного двигателя минимум до температуры +5°C.

#### *Литература*

1. Денисов, Р. В. Перспективы использования автономных предпусковых подогревателей в условиях ужесточающихся экологических требований к двигателям автомобилей / Р. В. Денисов, М. Ю. Петухов // Экология и научно-технический прогресс. Урбанистика : матер. науч.-практ. конф. - Пермь, 2014. - Т.2. - С.120-126.

2. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. - 3-е изд. Перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 2003.-496с.

3. Ловцов, И. А. Применение современных инженерных решений в методах предпускового подогрева автомобильных двигателей / И. А. Ловцов, В. И. Козликин // Современные автомобильные материалы и технологии (САМИТ-2016) : материалы VIII Междунар. науч.-техн. конф. - 2016. - С. 236-239.

4. Неговора, А. В. Повышение эффективности работы жидкостного предпускового подогревателя / А. В. Неговора, М. М. Рязанов, Н. А. Шерстнев // Технологии реновации машин и оборудования : материалы Всерос. науч.-практ. конф. в рамках XI Промышленного салона и специализированных выставок «Промэкспо, станки и инструмент», «Сварка, контроль, диагностика». - 2016. - С.184-188.

5. Неговора, А. В. Обоснование конструктивно-режимных параметров предпускового подогревателя / А. В. Неговора, Д.А. Гусев // Труды ГОСНИТИ: 2016-Т.-125.-С.90-96.

6. Потапов, Е. А. Анализ методов предпусковой подготовки двигателя машинно-тракторного агрегата / Е. А. Потапов, Д. А. Вахрамеев, Ф. Р. Арсланов Р. Р. Шакиров, Н. Д. Давыдов, Ю. Г. Корепанов // Динамика механических систем : материалы I Междунар. науч.-практ. конф. посвященной памяти профессора А.К. Юлдашева.-Казань, 2018. - С79-84.

7. Потапов, Е. А. Тепловой аккумулятор для предпусковой подготовки двигателя машинно-тракторного агрегата / Е. А. Потапов, Д. А. Вахрамеев, Ю. Г. Корепанов, А. С. Богданов, А. В. Попов // Динамика механических систем : материалы I Междунар. науч.-практ. конф. посвященной памяти профессора А.К. Юлдашева. - Казань, 2018.- С84-90.

8. Вахрамеев, Д. А. Комплексный предпусковой подогрев дизельного двигателя / Д. А. Вахрамеев, Е. А. Потапов, А. А. Мартюшев // Сельский механизатор. - 2020.-№10. -С.12-29.

9. Пат. 182409 Российская Федерация. Тепловой аккумулятор для двигателя внутреннего сгорания [Текст] / Вахрамеев Д. А., Потапов Е. А., Корепанов Ю. Г.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Ижевская государственная сельскохозяйственная академия. - № 2017138880; заявл. 08.11.2017 г.; опубл. 16.08.2018 г. - 6с.: ил.

© Вахрамеев Д.А., Волкова А.И., Владимиров С.В. 2021

УДК 621.83

## **СИЛОВОЙ АНАЛИЗ ИНЕРЦИОННО-ИМПУЛЬСНОГО ТРАНСФОРМАТОРА ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА С ИМПУЛЬСАТОРОМ ТИПА ПЕРЕДАЧИ ХОББСА**

***Филькин Н.М. – д.т.н., профессор; e-mail: fnm@istu.ru,***

***Винокурова А.Н. – к.т.н.***

***ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова», Ижевск, Россия***

**Аннотация:** Проводится анализ автоматических типов трансмиссий машин и положительных особенностей автоматических приводов, созданных на основе инерционно-импульсных трансформаторов вращающего момента. Представлены результаты теоретических и расчетных исследований инерционно-импульсного трансформатора вращающего момента с импульсатором типа передачи Хоббса для механической ав-

томатической трансмиссии легковых автомобилей.

**Ключевые слова:** механическая трансмиссия; автоматическая трансмиссия; инерционно-импульсного трансформатора вращающего момента; импульсатор типа передачи Хоббса.

## **POWER ANALYSIS OF AN INERTIAL IMPULSE TORQUE TRANSFORMER WITH A HOBBS TRANSMISSION TYPE PULSER**

*Filkin N.M. – Dr. Sci. Tech., professor; e-mail: fnm@istu.ru,*

*Vinokurova A. N. – PhD of Technics*

*Izhevsk state technical University named after M. T. Kalashnikov, Izhevsk, Russia*

**Abstract:** The analysis of automatic types of machine transmissions and positive features of automatic drives based on inertia-pulse torque transformers is carried out. The results of theoretical and computational studies of an inertia-pulse torque transformer with a Hobbs transmission type pulser for mechanical automatic transmission of passenger cars are presented.

**Key words:** mechanical transmission; automatic transmission; inertia-pulse torque transformer; Hobbs transmission type pulser.

Прогрессивные производственные процессы, как правило, базируются на новых машинах, способных обеспечить выполнение соответствующих технологических процессов. Основной частью таких машин является трансмиссия, представляющая собой совокупность узлов и агрегатов, соединяющих энергетическую установку (двигатель) с рабочими органами. Известно, что выполнение некоторых технологических операций и оптимальное использование энергии двигателя может достигнуто только при бесступенчатом регулировании передаваемого крутящего момента в зависимости от скоростных и нагрузочных режимов работы машины. Поэтому в настоящее время в ряде трансмиссий машин применяются клиноременные и фрикционные вариаторы и автоматические гидромеханические, гидрообъемные и другие приводы, которые уступают по надежности и коэффициенту полезного действия механическим приводам.

Наряду с совершенствованием существующих приводов колесных машин постоянно проводятся поисковые исследования по созданию новых конструкций приводов, например, на основе инерционно-импульсных трансформаторов вращающего момента (ИИТВМ). ИИТВМ обладает изначально автоматизмом, позволяющим подобно гидротрансформатору автоматически изменять передаточное число в зависимости от скоростного (угловой скорости) и нагрузочного (сумма сил сопротивления движению колесной машины) режимов. В связи с этим, в 60-80-тые годы прошлого столетия наблюдался повышенный интерес к использованию ИИТВМ в автоматических приводах различных машин. Отметим, что в настоящее время исследования по указанному направ-

лению значительно снижен из-за технических возможностей автоматизировать механические трансмиссии, например, применяя две муфты сцепления (одна для четных передач, а вторая для нечетных), которые получили название роботизируемых трансмиссий [1, 2, 3].

Наиболее распространенные инерционные импульсаторы, перспективные для колесных машин, это импульсаторы планетарного типа с неравновешенными сателлитами у которых:

- водило является ведущим звеном, а солнечное зубчатое колесо – ведомым (передача Хоббса);

- солнечная шестерня ведущая, а водило – ведомое звено (передача Чальмерса);

- корончатая шестерня ведущая, водило – ведомое звено;

- корончатая шестерня ведущая, а солнечное колесо ведомое при свободном водиле (передача С.Ф. Левина).

В настоящей статье проведен силовой анализ на примере трансформатора вращающего момента с импульсатором типа Хоббса (рис. 1) как наиболее перспективного для его применения в конструкциях транспортных машин [1, 4].

Принцип работы ИИТВМ следующий: маховик энергетической установки создает на реакторе у импульсного механизма на грузовых звеньях знакопеременный крутящий момент; реактор не имеет жесткой связи с ведущим и ведомым маховиками; положительный (прямой) импульс момента передается через механизм свободного хода (МСХ) и упругие элементы на ведомый маховик; отрицательный (обратный) импульс передается через МСХ и другие элементы на корпус трансформатора. Основное назначение МСХ – это преобразование знакопеременных импульсов крутящего момента. В общем случае упрощенно ИИТВМ с импульсатором типа передачи Хоббса для проведения силового анализа можно представить в соответствии с рис. 2.

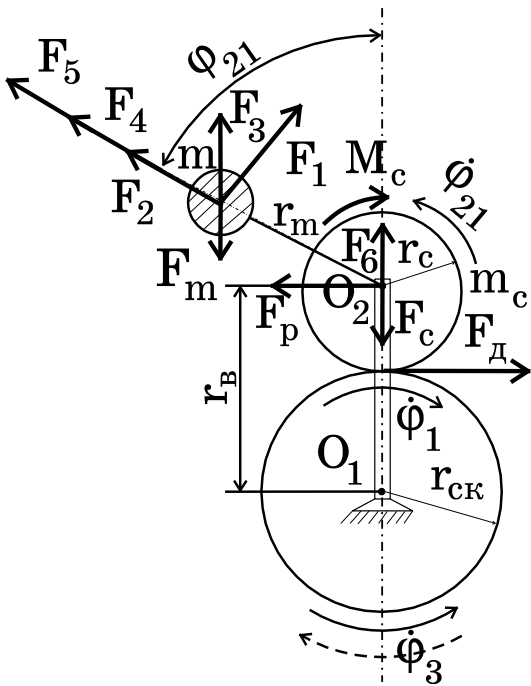


Рисунок 1 - Расчетная схема для силового анализа импульсатора по типу передачи Хоббса

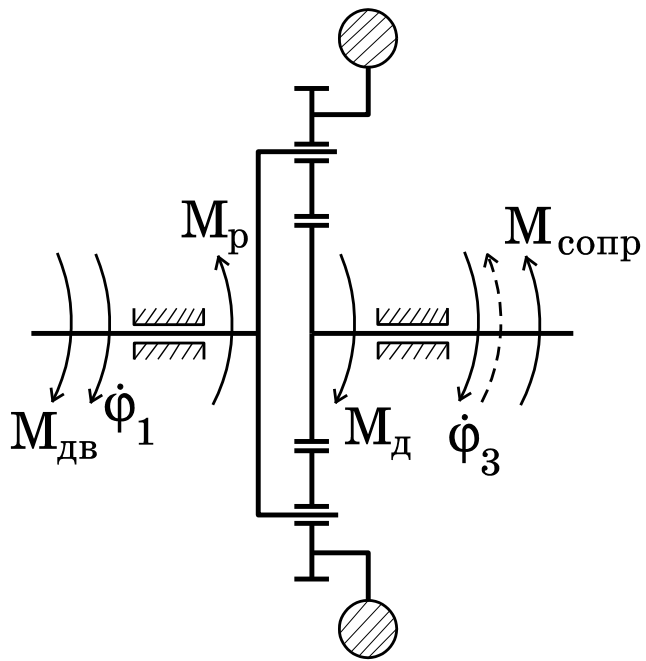


Рисунок 2 - Кинематическая схема импульсатора по типу передачи Хоббса

Кинематическую связь между звеньями импульсатора описывается зависимостью  $\dot{\phi}_3 = \dot{\phi}_1 - i\dot{\phi}_{21}$ , где  $\dot{\phi}_1$ ,  $\dot{\phi}_3$  – частоты вращения соответственно ведущего (водило) и ведомого (солнечное колесо) звеньев;  $\dot{\phi}_{21}$  – частота вращения сателлита относительно оси вращения  $O_2$ ;  $i$  – передаточное при остановленном водиле, т.е. отношение радиуса сателлита  $r_c$  к радиусу солнечного колеса  $r_{ck}$ :  $i = r_c/r_{ck}$ . При постоянной частоте вращения водила сателлит будет совершать неравномерное относительное движение за счет неуравновешенной массы  $m_c$ , а солнечное колесо – колебательное движение под действием знакопеременного динамического момента  $M_d$ . При этом на двигатель, который обычно находится непосредственно перед импульсатором и приводит в движение водило крутящим моментом  $M_{дв}$ , действует некоторый реактивный момент  $M_p$ . Крутящие моменты  $M_p$  и  $M_d$  зависят от ряда конструктивных параметров и являются основными характеристиками трансформатора вращающего момента. Они влияют на работоспособность машины в целом, т.к. от значения  $M_p$  зависит загруженность приводного двигателя, а значение  $M_d$  определяет результирующий крутящий момент, затрачиваемый на преодоление суммарного значения сопротивления на рабочих органах машины  $M_{сопр}$ . Значение  $M_p$  определяется значением силы  $F_p$ , являющейся частью реакции водила на ось сателлита, направленной перпендикулярно водилу, а  $M_d$  – силой  $F_d$ , действующей в зацеплении сателлита с солнечным колесом и являющейся радиальной составляющей реакции в точке контакта зубьев колес.

Обозначения на рис. 1, 2 и расчетные формулы активных сил, влияющих на  $F_d$  и  $F_p$ , следующие:

-  $F_c = m_c g$  – сила тяжести спутника массой  $m_c$ , где  $g$  – ускорение свободного падения;

-  $F_m = mg$  – сила неуравновешенного груза массой  $m$ ;

-  $F_1 = m r_m \ddot{\varphi}_{21}$  – сила инерции от движения неуравновешенного груза относительно опоры спутника под действием ускорения  $\ddot{\varphi}_{21}$  и частоты вращения спутника  $\dot{\varphi}_{21}$ , где  $r_m$  – расстояние от центра спутника  $O_2$  до центра тяжести неуравновешенного груза;

-  $F_2 = m r_m \dot{\varphi}_{21}^2$  – силы инерции от частоты вращения спутника  $\dot{\varphi}_{21}$ ;

-  $F_3 = m r_b \dot{\varphi}_1^2$ ,  $F_4 = m r_m \dot{\varphi}_1^2$  – силы инерции неуравновешенного груза относительно опоры солнечного колеса  $O_1$ , где  $r_b$  – радиус водила;

-  $F_5 = 2m r_m \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{21}$  – корриолисова сила инерции;

-  $F_6 = m_c r_b \dot{\varphi}_1^2$  – сила инерции спутника от угловой скорости  $\dot{\varphi}_1$ ;

-  $M_c = J_c \ddot{\varphi}_{21}$  – момент сил инерции от ускорения  $\ddot{\varphi}_{21}$ , где  $J_c$  – момент инерции спутника относительно опоры  $O_2$ .

Для определения динамических реакций  $F_d$  и  $F_p$  записываем уравнения моментов относительно точки зацепления спутника с солнечным колесом и относительно опоры спутника  $O_2$ . Решив полученные уравнения относительно  $F_d$  и  $F_p$ , получаем расчетные формулы для определения динамического движущего момента  $M_d$  и реактивного момента  $M_p$  от действия одного неуравновешенного груза (при этом считаем, что количество спутников четное, и они расположены симметрично, т.е. силы тяжести  $F_c$  и  $F_m$  симметричных спутников создают противоположные крутящие моменты, которые в сумме равны нулю):

$$M_d = F_d r_{ck} = \frac{r_{ck}}{r_c} \left( (m r_m^2 + J_c) \ddot{\varphi}_{21} + m r_b r_m \dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_{21} \right), \quad (1)$$

$$M_p = F_p r_m = \frac{r_b}{r_c} \left[ (m r_m (r_m + r_c \cos \varphi_{21}) + J_c) \ddot{\varphi}_{21} + m r_m (r_{ck} \dot{\varphi}_1^2 - r_c \dot{\varphi}_{21}^2 - 2 r_c \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{21}) \sin \varphi_{21} \right] \quad (2)$$

Реактивный момент  $M_p$  загружает приводной двигатель. При постоянной частоте вращения вала двигателя, т.е.  $\dot{\varphi}_1 = \text{Const}$ , справедливо равенство  $M_p = M_{дв}$ . Тогда из формулы (2) имеем:

$$\ddot{\varphi}_{21} = \frac{M_{дв} r_c - m r_b r_m (r_{ck} \dot{\varphi}_1^2 - r_c \dot{\varphi}_{21}^2 - 2 r_c \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{21}) \sin \varphi_{21}}{r_b [m r_m (r_m + r_c \cos \varphi_{21}) + J_c]}. \quad (3)$$

Следовательно, из формулы (1) с учетом (3) и зависимости

$\dot{\varphi}_{21} = \frac{\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3}{i} = \frac{1 - i_{пер}}{i} \dot{\varphi}_1$ , где  $i_{пер} = \frac{\dot{\varphi}_3}{\dot{\varphi}_1}$  – передаточное отношение передачи,

определяем движущий момент на ведомом звене ИИТВМ, передаваемый на рабочие органы машины:  $M_d = M_d(\varphi_{21}) =$

$$\frac{r_{ск}}{r_c} \left[ \frac{M_{дв} r_c - m r_{в} r_m \dot{\varphi}_1^2 \left( r_{ск} - r_c \left( \frac{1-i_{пер}}{i} \right)^2 - 2r_c \left( \frac{1-i_{пер}}{i} \right) \right) \sin \varphi_{21}}{r_{в} [m r_m (r_m + r_c \cos \varphi_{21}) + J_c]} + m r_{в} r_m \dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_{21} \right]$$

Максимальные значения крутящих моментов  $M_d$  и  $M_p$  соответствуют значению угла поворота неуравновешенного груза  $\varphi_{21} = \frac{\pi}{2}$ ,  $\pi \approx 3.14$ , например, максимальный движущий крутящий момент:

$$M_d^{max} = \frac{r_{ск}}{r_c r_{в}} \left[ M_{дв} r_c - m r_{в} r_m \dot{\varphi}_1^2 \left( r_{ск} - r_c \left( \frac{1-i_{пер}}{i} \right)^2 - 2r_c \left( \frac{1-i_{пер}}{i} \right) \right) + m r_{в}^2 r_m \dot{\varphi}_1^2 \right].$$

Среднее значение динамического момента от действия положительной составляющей импульса при изменении угла поворота неуравновешенного груза  $\varphi_{21}$  от 0 до  $\pi$  определяется по формуле:

$$M_d^{ср} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} |M_d(\varphi_{21})| d\varphi_{21}.$$

Для стопового режима работы ИИТВМ при постоянной частоте вращения вала двигателя, т.е. при  $\dot{\varphi}_3 = 0$  и  $\dot{\varphi}_1 = \text{Const}$ , максимальные крутящие моменты в соответствии с формулами (1) и (2):  $M_{д(стоп)}^{max} = \frac{m r_{ск} r_{в} r_m \dot{\varphi}_1^2}{r_c}$ ,

$$M_{р(стоп)}^{max} = \frac{m r_{в} r_m}{r_c i^2} (i^2 r_{ск} - r_c (2i + 1)) \dot{\varphi}_1^2. \text{ Средние значения в стоповом режиме}$$

при изменении  $\varphi_{21}$  от 0 до  $\pi$ :

$$M_{д(стоп)}^{ср} = \frac{2m r_{ск} r_{в} r_m \dot{\varphi}_1^2}{\pi r_c}, \quad (4)$$

$$M_{р(стоп)}^{ср} = \frac{2m r_{в} r_m}{\pi r_c i^2} (i^2 r_{ск} - r_c (2i + 1)) \dot{\varphi}_1^2. \quad (5)$$

По среднему значению движущего крутящего момента, численно равному приведенному к ведомому звену ИИТВМ крутящему моменту на рабочих органах  $M_{сопр}$ , т.е. по условию равенства моментов  $M_{д(стоп)}^{ср} = M_{сопр}$ , из (4) находим необходимую суммарную неуравновешенную массу всех сателлитов:

$$m = \frac{M_{сопр} \pi r_c}{2 r_{ск} r_{в} r_m \dot{\varphi}_1^2}. \quad (6)$$



Основным назначением ИИТВМ является обеспечение заданного коэффициента трансформации, т.е. увеличение крутящего момента приводного двигателя. Следовательно, выбор значения неуравновешенной массы сателлита рационально проводить исходя из условия возможности создания автоматической трансмиссии машины. Например, считаем, что конструкция ИИТВМ должна обеспечить увеличение максимального крутящего момента приводного двигателя при его работе на режиме динамической муфты в среднем в три раза. Тогда соответствующая суммарная неуравновешенная масса будет определяться по

формуле  $m = \frac{3M_{дв}^{max} \pi r_c}{2r_{ск} r_B r_m \dot{\varphi}_1^2}$ , при этом должен проводиться анализ соответ-

ствующего реактивного крутящего момента  $M_p$  с точки зрения загруженности приводного двигателя и возможности его стабильной работы.

Представленные в настоящей работе функциональные зависимости позволяют провести силовой анализ инерционно-импульсного трансформатора вращающего момента, и выбрать основные его конструктивные параметры для дальнейшего исследования динамики трансформатора в составе конструкции машины. При этом возможно проведение всестороннего анализа и оценки возможности создания автоматической трансмиссии для заданного двигателя или обоснования по нагрузочным и скоростным режимам работы машины требуемых мощностных характеристик приводного двигателя.

Ряд теоретических, расчетных и экспериментальных исследований выполнено по отношению к транспортным машинам [4, 5, 6]. В частности, в соответствии с компоновочными требованиями и условиями эффективной работы механизмов свободного хода обоснованы конструктивные параметры импульсатора для легкового автомобиля:  $r_B = 0,075$  м,  $r_c = 0,045$  м,  $r_{ск} = 0,03$  м,  $r_m = 0,025$  м. Тогда из условия возможного увеличения максимального крутящего момента приводного двигателя  $M_{дв}^{max} = 110$  Н\*м в среднем в три раза при максимальной частоте вала двигателя  $\dot{\varphi}_1 \approx 600$  с<sup>-1</sup> определяем суммарную неуравновешенную массу сателлитов  $m \approx 1,151333$  Н\*с<sup>2</sup>/м. Для расчетной неуравновешенной массы максимальный движущий момент достигается при  $\dot{\varphi}_1 \approx 600$  с<sup>-1</sup> и угле

поворота  $\varphi_{21} = \frac{\pi}{2}$  в стоповом режиме ( $i_{пер} = 0$ ) 907,5 Н\*м, а в режиме динамической муфты ( $i_{пер} = 1$ ) крутящий момент равен 354,9 Н\*м. Соответствующие для данных режимов работы ИИТВМ минимальные движущие моменты отрицательной области импульса при  $\varphi_{21} = \frac{3\pi}{2}$ : -819.5 Н\*м и -

266.9 Н\*м. Значения движущего динамического момента существенно зависят от частоты вращения вала приводного двигателя. В качестве примера в табл. 1 представлены зависимости изменения этого момента

от угла поворота  $\varphi_{21}$  для значений  $\dot{\varphi}_1 = 300 \text{ с}^{-1}$  и  $\dot{\varphi}_1 = 600 \text{ с}^{-1}$ .

В соответствии с расчетными данными (табл. 1) динамический момент  $M_d$  положительный в интервале изменения угла  $\varphi_{21}$  от нуля до значения более чем  $\pi$ . Для значений  $\varphi_{21}$  близких, но меньших  $2\pi$ ,  $M_d$  принимает также положительное значение, равное примерно  $40 \text{ Н*м}$ . Это является следствием действия приводного двигателя на ведомое звено ИИТВМ, в результате чего в формуле расчета  $M_d = M_d(\varphi_{21})$  имеется некоторая составляющая  $\Delta_{дв}$ , которая положительна при любых значениях угла поворота неуравновешенного груза  $\varphi_{21}$  и равна:

$$\Delta_{дв} = \frac{r_{ск}}{r_c} \left[ \left( mr_m^2 + J_c \right) \frac{M_{дв} r_c}{r_b [mr_m(r_m + r_c \cos \varphi_{21}) + J_c]} \right].$$

Таблица 1 - Зависимости динамического движущего момента  $M_d$  от угла поворота неуравновешенного груза  $\varphi_{21}$  для различных режимов работы машины

| Значение $\varphi_{21}$ в радианах | $\dot{\varphi}_1 = 300 \text{ с}^{-1}$              |               | $\dot{\varphi}_1 = 600 \text{ с}^{-1}$ |               |
|------------------------------------|---|---------------|--|---------------|
|                                    | $i_{пер} = 0$                                       | $i_{пер} = 1$ | $i_{пер} = 0$                          | $i_{пер} = 1$ |
|                                    | Значение динамического момента $M_d$ в $\text{Н*м}$ |               |  |               |
| $\pi/6$                            | 150.9   | 82.6          | 473.2                                  | 200.0         |
| $\pi/3$                            | 230.1   | 111.3         | 789.4                                  | 314.0         |
| $\pi/2$                            | 259.9   | 121.7         | 907.5                                  | 354.9         |
| $2\pi/3$                           | 231.8   | 111.3         | 794.5                                  | 312.5         |
| $5\pi/6$                           | 153.2   | 83.1          | 479.2                                  | 199.1         |
| $\pi$                              | 44.9  | 44.7          | 46.0                                   | 45.1          |
| $7\pi/6$                           | -63.6   | 6.1           | -387.8                                 | -109.3        |
| $4\pi/3$                           | -142.9  | -22.6         | -704.5                                 | -223.4        |
| $3\pi/2$                           | -171.9  | -33.7         | -819.5                                 | -266.9        |
| $5\pi/3$                           | -143.0  | -24.0         | -703.3                                 | -227.0        |
| $11\pi/6$                          | -64.5   | 4.2           | -388.5                                 | -113.8        |
| $2\pi$                             | 42.8  | 43.2          | 40.7                                   | 42.4          |

Проведен комплекс аналитических, расчетных и экспериментальных исследований на основе которых были разработаны конструкции авто-

матических коробок передач с ИИТВМ для автомобиля ИЖ-2126 [1, 4, 6, 7], которые пригодны для проведения всесторонних эксплуатационных испытаний и получения данных для их дальнейшего усовершенствования. Разработанный ИИТВМ с импульсатором типа передачи Хоббса подтвердил справедливость изменения расчетных характеристик, частично представленных в настоящей работе, динамического крутящего момента ИИТВМ в зависимости от параметров  $\varphi_{21}$ ,  $\dot{\varphi}_1$  и  $i_{\text{пер}}$ .

### *Литература*

1. Филькин, Н. М. Оптимизация параметров конструкции энергосиловой установки транспортной машины. : дис. ... д-ра техн. наук / Филькин Николай Михайлович – Ижевск, 2001. - 430 с.
2. Мальцев, В. Ф. Механические импульсные передачи / В. Ф. Мальцев - Изд. 3-е перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1978. - 367 с.
3. Леонов, А. И. Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента / А. И. Леонов - М.: Машиностроение, 1978. - 224 с.
4. Разработка новых схем и создание перспективных конструкций инерционно-импульсных механизмов на трансмиссиях транспортных машин и станков/ Технический отчет по научно-исследовательской работе; Руководитель работы В. А. Умняшкин. - Номер государственной регистрации У 51886. - Ижевск: Производственное объединение "Ижмаш", 1979. - 198 с.
5. Исследование и разработка механического трансформатора вращающего момента автомобиля "ИЖ-2126"/ Заключительный отчет о научно-исследовательской работе; Руководители работы В. Ф. Мальцев, В. А. Умняшкин. - Номер государственной регистрации 81083565. - Одесса: Одесский технологический институт пищевой промышленности им. М.В. Ломоносова, 1983. - 163 с.
6. Умняшкин, В. А. Инерционные трансформаторы вращающего момента транспортных средств / В. А. Умняшкин, Н. М. Филькин, И. С. Набиев // – Набережные Челны, 2004. – 153 с.
7. Умняшкин, В. А., Филькин Н. М., Набиев И. С. Автоматическая инерционная импульсная передача // Свидетельство на полезную модель № 28217. Приоритет от 14.10.2002.

© Филькин Н. М., Винокурова А.Н., 2021

## **АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ ГИБРИДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ**

**Тазиев Р.Р. – студент; e-mail: railka141002@mail.ru,**

**Синицкий С.А. – к.т.н., доцент; e-mail: Stanislavsin@mail.ru**

*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*

**Аннотация.** Проведен анализ применения гибридных автомобилей в качестве альтернативы автомобилям с двигателями внутреннего сгорания и электромобилям. Рассмотрены основные перспективы и направления развития гибридных автомобилей и эффективность их применяя, по сравнению с существующими автомобилями

**Ключевые слова:** автомобиль, гибридный автомобиль, электромобиль.

## **ANALYSIS OF THE USE OF HYBRID CARS**

**Taziev R.R. – student, e-mail: railka141002@mail.ru**

**Sinitskiy S.A. – PhD of Technics, associate professor;**

**e-mail: stanislavsin@mail.ru**

*Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia*

**Abstract:**the analysis of the use of hybrid cars as an alternative to cars with internal combustion engines and electric vehicles is carried out. The main prospects and directions of development of hybrid cars and the effectiveness of their application, in comparison with existing cars, are considered.

**Key words:** car, hybrid car, electric car.

В начале 20-х годов XXI века в автомобилестроении наблюдается тенденция перехода от двигателей внутреннего сгорания к гибридным автомобилям и электромобилям. К таким переменам готовятся такие гиганты как: Daimler, Toyota, VAG-Group и другие именитые концерны, [3, 4, 5].

Главным недостатком автомобиля с двигателем внутреннего сгорания является значительный выброс вредных веществ вместе с выхлопными газами. Конечно за последнее время доля вредных веществ в выхлопных газах значительно снизилась за счет применения нейтрализаторов, а в дизельных двигателях путем применения сажевых фильтров и мочевины. Но их выброс остается значительным. Не менее важным фактором ухода от ДВС является высокая цена на топливо.

Наиболее оптимальным на данный момент является применение гибридной силовой установки на автомобилях, [1-6].

Это обусловлено тем, что применение автомобиля с двигателем внутреннего сгорания не совсем оправданно с экологической точки зрения, а применение электромобилей не подходит из-за незначительного запаса хода и недоступности станций для зарядки автомобиля.

Производство гибридных автомобилей обусловлено появлением спроса на более экологичные и экономичные автомобили.

В таких автомобилях снижение выброса вредных веществ осуществляется за счет снижения мощности двигателя внутреннего сгорания и применение электромотора с аккумуляторами повышенной емкости.

В большинстве автомобилей данного типа двигатель внутреннего сгорания используется для подзарядки аккумуляторов и при интенсивном разгоне, когда мощности электромотора может не хватать. А в случае когда происходит спокойное движение, то в автомобиле используется только электромотор. Также при торможении применяется принцип рекуперации энергии, то есть торможение производится электродвигателем, который начинает работать в режиме генератора и тем самым происходит подзарядка аккумуляторной батареи. В случае интенсивного торможения подключается основная тормозная система автомобиля.

Аккумуляторы в таких автомобилях имеют емкость больше чем в автомобилях с обычным ДВС, но в тоже время значительно меньше, чем электромобилей. модели проезжают до 50–100 км без запуска двигателя внутреннего сгорания — в городе они едут бесшумно, с нулевым выхлопом, [1, 2].

Давайте попробуем разобраться, как работает гибридное авто на примере Toyota Prius.

Устройство гибридного автомобиля Toyota Prius состоит из:

- 1)двигателя внутреннего сгорания(ДВС).
- 2)электромотора;
- 3)планетарного редуктора (делителя мощности);
- 4)генератора;
- 5)инвертора;
- 6)аккумуляторной батареи

Как и говорилось ранее, ДВС и электромотор могут работать одновременно, а также поочередно и могут дополнять друг друга при необходимости. В гибридном устройстве, крутящий момент на колеса может передаваться от электромотора и ДВС напрямую в различных пропорциях. Каковы перспективы развития гибридных авто (конкретно в РФ) перед другими ТС на других источниках топлива? В первую очередь, это не развитость электростанций для подзарядки электрических автомобилей. Во-вторых, это преимущества расходов ДВС и электромотора в общем целом, чем по отдельности: в смешанном цикле гибрид работает на генераторе, что позволяет экономить топливо и не изнашивает двигатель, а тем временем автомобиль с ДВС расходует в 1,5-2 больше топлива. В-третьих, Гибридный автомобиль может обойтись без дорогих, громоздких и не всегда надёжных коробки переключения передач, карданной передачи и в дифференциала угловой скорости вращаемых колёс.

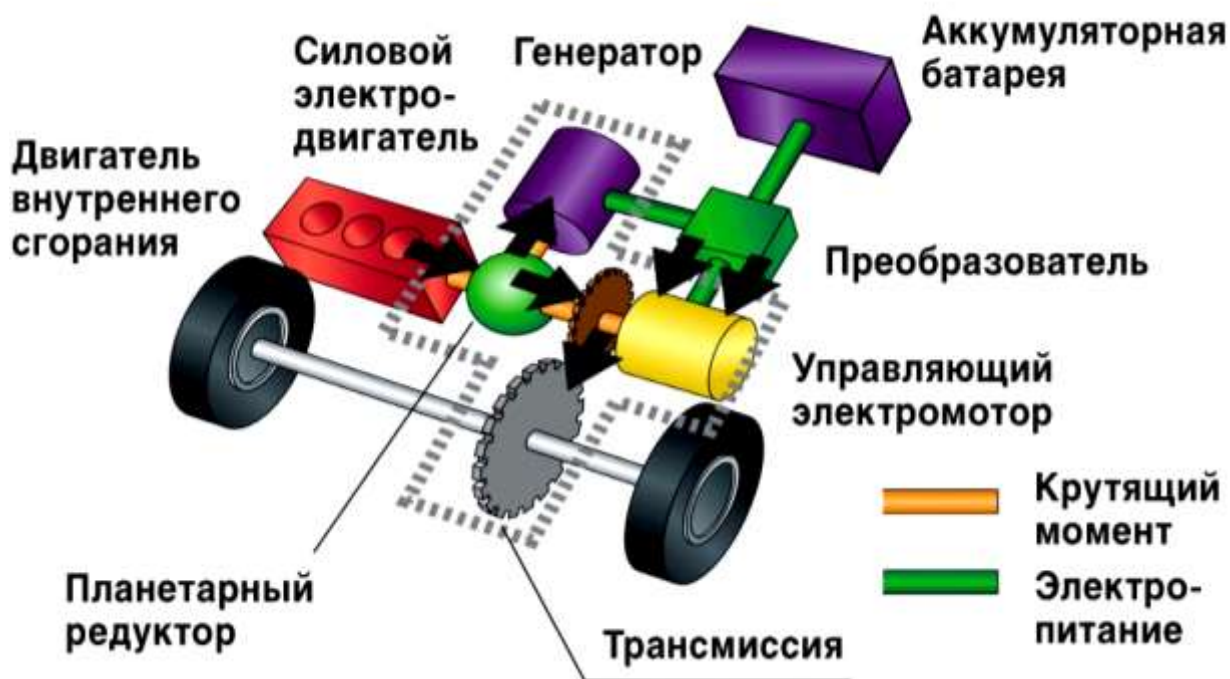


Рисунок 1 – Схема гибридного автомобиля

#### Литература:

1. Тихонов, И. Н. Перспективы развития электромобилей / И. Н.Тихонов, С. А.Синицкий // Студенческая наука - аграрному производству : матер. 76-ой студенческой (региональной) науч. конф. – Казань, 2018. - С. 126-128.

2. Синицкий, С. А. Эффективность применения «ультраконденсаторов» в электромобилях / С.А.Синицкий // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации : науч. труды I-ой Междунар. науч.-практ. конф. – Казань, 2020. - С. 160-162.

3. [Электронный ресурс]: URL: <https://ru.m.wikipedia.org/wiki> (дата обращения: 28.08.2021)

4. [Электронный ресурс]: URL: <http://technology.snauka.ru> (дата обращения: 28.08.2021)

5. [Электронный ресурс]: URL: <https://3dnews.ru/598817> (дата обращения: 28.08.2021)

6. Сервис импортной и отечественной сельскохозяйственной техники и оборудования в современных условиях / К. А. Хафизов, Б. Г. Зиганшин, А. Р. Валиев, Н. И. Семушкин. – Казань : Казанский государственный аграрный университет, 2009. – 444 с.

© Тазиев Р.Р., Синицкий С.А., 2021

УДК 631.31

## ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ПОСЕВНЫХ МАШИН

*Халиуллин Д.Т. – к.т.н., доцент,  
Дмитриев А.В. -к.т.н., доцент; e-mail: damirtag@mail.ru,  
Зиганшин Б.Г. – д.т.н., профессор*

*Казанский государственный аграрный университет, г.Казань, Россия*

**Аннотация:** в статье рассмотрены цифровые решения, применяемые в машинах для посева. В последние годы при разработке комплексов машин для растениеводства находят все большее применение интеллектуальные системы и цифровые технологии: электронные системы контроля и управления сельскохозяйственным агрегатом, превращающие имеющиеся механические орудия в умные сельскохозяйственные машины.

**Ключевые слова:** цифровые технологии, машины, посев, системы контроля, управление

## INTELLIGENT SEEDING MACHINE SYSTEMS

*Khaliullin D.T. - PhD of Technics, associate professor,  
Dmitriev A.V. -PhD of Technics, associate professor; e-mail:  
damirtag@mail.ru,*

*Ziganshin B.G. - Doctor of Technics, professor  
Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia*

**Abstract:** the article discusses digital solutions used in seeding machines. In recent years, in the development of machine complexes for crop production, intelligent systems and digital technologies are increasingly used: electronic control and management systems for an agricultural unit, which transform existing mechanical tools into smart agricultural machines.

**Keywords:** digital technologies, machines, seeding, control systems, management

Эффективность сельскохозяйственной отрасли, а в частности производства продукции растениеводства в большей степени зависит от себестоимости полученной продукции, которую можно снизить, учитывая факторы, влияющие на технико-экономические и эксплуатационные показатели [1...5]. При этом необходимо применять различные энергосберегающие технологии и технические средства [6...8]. Посев семян является одним из основных технологических операций, определяющих конечный результат всего комплекса полевых работ по возделыванию сельскохозяйственных культур [9...12]. Качественную подготовку почвы и проведение посева согласно агротехнических требований, невозможно выполнить без многофункциональной посевной техники, оснащенной современными цифровыми системами и оборудованием [13...15].

Интеллектуальные смарт-технологии все больше определяют направление развития и инновации в сельском хозяйстве. Работа подруливающих систем или сбор и обработка технических данных (загрузка двигателя, расход топлива и материалов, производительность машины и пр.), геолокация и использование спутниковой навигации – цифровые технологии сегодня уже широко применяются не только самоходными машинами, но используются и с прицепными орудиями. Приоритетом при этом является интеллектуальная связь и обмен данными между пользователем и машиной. Технология CCI (Competence Center ISOBUS) – это стандартный, международный протокол, своего рода, общий язык для тракторов и всех сельскохозяйственных машин и орудий (рисунок 1).

Во многих современных сельскохозяйственных машинах применяются системы совместимые с GPS и Isobus, что позволяет использовать технику в системе точного земледелия. С его помощью трактор понимает прицепное орудие, а прицепное орудие понимает его. Через универсальный терминал (рисунок 1) возможно контролировать все настройки машинно-тракторного агрегата: управление рабочими процессами, отдельными секциями оборудования и нормами внесения.

Использование систем управления сельскохозяйственной техникой при посеве и внесении удобрений позволяет сократить расходы на семенной материал, удобрения и топливо для трактора, уменьшить затраты времени на производство полевых работ [16]. Рассмотрим несколько таких систем более подробно.



Рисунок 1 – Универсальный терминал управления агрегатом с системой ISOBUS





Рисунок 2 – Держатель Väderstad E-Keeper с iPad

Беспроводная система контроля Väderstad E-Control на iPad связывается с машиной Väderstad, обеспечивая полный доступ к функциям и данным. Väderstad E-Control – это полностью портативная система контроля, позволяющая дистанционно проводить настройку и калибровку, а также мониторинг и контроль в режиме реального времени. Через интерфейс E-Control нажатием кнопки возможно настроить глубину посева, изменить норму высева и контролировать точность высева во время движения агрегата. Держатель Väderstad E-Keeper (рисунок 2) подзаряжает iPad, имеет «горячие» клавиши для быстрой навигации в разделах меню и управления из кабины трактора.

При необходимости, имеется возможность настройки зерновой или пропашной сеялки, не находясь в кабине тракторе через iPad, и контролировать процесс, находясь далеко от машины. После окончания полевых работ можно взять iPad в офис и спланировать работу на завтрашний день. Обновление программного обеспечения E-Control доступно бесплатно. E-Control позволяет ежедневно получать информацию о современных технологиях и инновационных решений компании Väderstad.

iPad и машина связываются по беспроводной связи через маршрутизатор (рисунок 3), установленный на машине. Поскольку маршрутизатор создаёт свою собственную беспроводную систему (Wi-Fi), нет необходимости в обычном доступе к интернету.

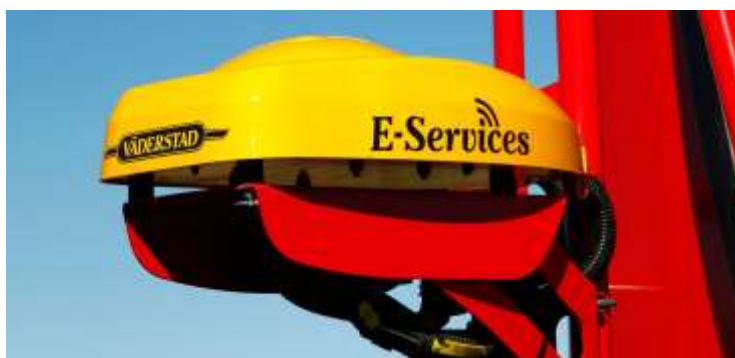


Рисунок 3 – Маршрутизатор Väderstad

Все данные хранятся не на iPad, а в маршрутизаторе, что защищает данные. Если iPad сломается, его можно заменить на другой, а также возможность использовать один iPad для множества машин в одном хозяйстве.

Разобраться с терминами: Smart Farming, Autonomy или Internet of Things, из области цифрового мира и отличить от действительно доступных и полезных сегодня вещей не всегда бывает легко и просто. Пользователь, по сути, находится в информационных джунглях, получить практическую пользу от цифровых функций и систем не всегда удастся. В то время, как многие из предлагаемых сегодня цифровых новшеств еще нуждаются в существенной доработке, HorschConnect предлагает уже сегодня конкретные и вполне применимые на практике функции с пользой для земледельца.

С мобильным приложением App MobileControl появляется возможность через смартфон управления всеми функциями посевного агрегата. Это экономит время оператора и облегчает работу во время настройки машины. Также через мобильное приложение в смартфоне доступна база данных об актуальном состоянии машины: скорости движения, нормах расхода, обработанной площади и т.д. (рисунок 4). Эта информация служит для документации рабочих процессов и может использоваться далее для анализа при поиске наиболее эффективных решений при планировании дальнейших работ. HorschConnect является интуитивным программным продуктом, автоматизирующим документирование работы машин. После регистрации машины в системе не нужно будет повторно вносить дополнительные данные о работе машины. Поэтому HorschConnect является несложным и эффективным шагом на пути разумной цифровизации менеджмента в сельском хозяйстве [17].

При этом HorschConnect имеет возможность стыковаться с другими аналитическими инструментами и обмениваться с ними данными. Возможно и прямое подключение к другим внешним системам. Большую роль играет здесь agrirouter, как платформа для обмена данными и совместимости с другими системами. Для защиты данных все собираемые и обрабатываемые системой HorschConnect данные используются в

строгом соответствии с действующим федеральным (BDSG) и европейским (EU-DS-GVO) законами о сборе и обработке данных.



Рисунок 4 – Цифровизация и коммуникация HorschConnect Telematics

HORSCH Intelligence. Все машины HORSCH имеют ISOBUS-интерфейс, что позволяет каждой машине HORSCH с ISOBUS Terminal дополнительно активировать такие функции, как SectionControl, VariableRate или TaskController при покупке нужной лицензии.

Система AutoSpeed предназначена для автоматической регулировки скорости трактора в зависимости от параметров сева. Система предусмотрена исключительно для сеялок серии Maestro. Через оптический датчик в семяпроводе считываются зерна. Из этого рассчитываются разные параметры, такие как пропуски, удвоения и вариационный коэффициент.

На основе отклонения от заданного расстояния зерен регулируется скорость перемещения трактора. Для допустимого отклонения от заданного расстояния устанавливается заданное значение. Если фактическое значение меньше заданного, скорость перемещения повышается и наоборот.

Система AutoForce предназначена для автоматической регулировки давления сошников на сеялках серии Maestro. На оси ведущего колеса ведения по глубине находится кулачок с датчиком. Этот датчик выдаёт сигнал об усилении, с которым почва действует на колесо ведения по глубине. Целью является поддержание постоянного усилия между колесом ведения по глубине и почвой независимо от свойств почвы. Это позволяет высеваящему элементу настраиваться на различные характеристики почвы, чтобы обеспечить постоянную глубину укладки.

Системы могут быть одно- или многосекционными. У систем с одной секцией пружины на высеваящем элементе установлены в колее. У систем с несколькими секциями, соответственно, последняя секция резервирована для колеи. Пружины могут быть установлены дополнительно.

AutoLine является системой для создания технологических дорожек посредством сигнала GPS вне зависимости от колеи. Управление технологическими дорожками производится не посредством имеющейся системы управления технологическими дорожками с помощью рабочего сигнала машины, а при использовании сигнала GPS. После создания первой направляющей линии для колеи (АВ-линия/контурная линия)

HORSCH AutoLine производит автоматический расчет всех технологических дорожек. Каждый раз, когда сеялка входит в колею, которая содержит технологическую дорожку, производится активация соответствующих заслонок технологических дорожек.

Приложение myAmaRouter позволяет осуществлять обмен данными между ISOBUS-терминалом управления AmaTron 4 и независимой от производителя платформой для обмена данными agrirouter. Если при работе с машиной AMAZONE нужно использовать данные по заданиям, например, аппликационные карты, то можно очень просто передать данные из информационной системы менеджмента предприятий (FMIS) через agrirouter и приложение myAmaRouter на AmaTron 4 (рисунок 5). После проведенной работы выполненное задание можно вновь передать обратно и предоставить для документирования с помощью аграрного программного обеспечения.



Рисунок 5 – Визуализация обмена данными между ISOBUS-терминалом и платформой agrirouter

Навигационный комплекс «Агронавигатор плюс» (НК) – это система параллельного вождения автотракторной техники с функциями автоматического управления технологическим процессом и возможностью работы по картам-заданиям. Точность навигации при посевных работах с компенсацией наклона антенны от рельефа – 5...10 см. Функционал механических кнопок терминала управления навигационного комплекса «Агронавигатор плюс» приведен на рисунке 6 [18]. Программное обеспечение «Агронавигатор» для контроля высева пневматической сеялки одновременно с навигацией позволяет контролировать и выводить на экран:

- величину потока посевного материала через каждый сошник в двух линиях;
- исправность датчиков пролета и целостность цепи их подключения;
- факт вращения вала (или валов) дозатора высевающего аппарата;
- факт снижения уровня посевного материала в трех бункерах сеялки;
- скорость вращения двух вентиляторов;
- исправность датчиков бункеров и вентиляторов;

- автоматическое выдерживание нормы при почвенном внесении ЖКУ и КАС;
- дифференцированное внесение удобрений;
- надежность контакта присоединения системы к цепи питания.



Рисунок 6 – Навигационный комплекс «Агронавигатор плюс»

Система «Агронавигатор» обеспечивает во всех технологиях применения дифференцированное внесение расходных материалов. В качестве задания на обработку принимаются экспортированные в формат KML файлы почвенных карт и карт внесения по индексу NDVI из любых геоинформационных систем (ГИС), в том числе из широко известных программ «OneSoil» и «Google Планета Земля» с обозначением «PK\_.....kml». Номер ячейки распознается по словосочетанию в свойствах файла «N UCH», а требуемые нормы внесения для данной ячейки – «NORMA» и «NORMA2».

Состав цифровой управленческой системы для активного менеджмента предприятия может быть сегодня очень индивидуальным. Планирование севооборота и мероприятий по возделыванию и уходу за культурами, документация, составление и обработка нарядов, отслеживание рабочих процессов и прочее приводят к тому, что фермер все большую часть своего рабочего времени проводит за письменным столом, а не в поле. Различные стационарные программы и мобильные приложения являются сегодня надежными помощниками земледельца при планиро-

вании загрузки машин, составлении карт аппликации, дифференцированном расходе материалов и др. Особенно в последние годы заметно выросло количество доступных инструментов такого типа.

### *Литература*

1. Обоснование энергетических и экономических показаний комбинированного агрегата / Г. С. Юнусов, М. М. Ахмадеева, А. Р. Валиев [и др.] // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – Казань, 2016. - № 3(41). - С. 72–78.

2. Theoretical investigation of increasing efficiency of combine harvester operation on slopes / A. Belinsky, B. Ziganshin, A. Valiev [et al.] // Engineering for Rural Development. 18th international scientific conference engineering for rural development. - 2019. - P. 206–213.

3. Влияние уровня эксплуатации тракторов в сельскохозяйственном производстве на показатели их надежности / И. Г. Галиев, Р. К. Хусаинов, Т. А. Хусаинова [и др.] // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – Казань, 2018. - Т. 13. - № 3 (50). - С. 77–80.

4. Нуруллин, Э. Г. Некоторые аспекты технического обеспечения органического земледелия / Э. Г. Нуруллин, И. Р. Зайнутдинов, М. Ф. Минсагиров, Р. А. Файзуллин // Сельское хозяйство и продовольственная безопасность: технологии, инновации, рынки, кадры : науч. труды Международ. науч.-практ. конф., посвященной 100-летию аграрной науки, образования и просвещения в Среднем Поволжье. – Казань: Казанский ГАУ, 2019. – С. 299-303.

5. Обоснование уровня дифференциации сельскохозяйственных работ по тракторам / И. Г. Галиев, Б. Г. Зиганшин, Р. К. Абдрахманов [и др.] // Техника и оборудование для села. 2017. № 10. С. 28–31.

6. Константинов, Р. И. Классификация и перспективы развития комбинированных машин в сельском хозяйстве / Р. И. Константинов, Д. Т. Халиуллин, К. С. Комолов // Современные достижения аграрной науки : науч. труды Всерос. (национальной) науч.-практ. конф., посвященной 80 летию д.с.-х.н., профессора, член-корр. РАН Мазитова Н.К. – Казань: Казанский ГАУ, 2020. – С. 79-85.

7. Контроль переуплотнения почвы в ресурсосберегающем земледелии: Методические рекомендации / Р. И. Сафин, К. А. Хафизов, Б. Г. Зиганшин [и др.]. – Казань: Казанский ГАУ, 2018. – 48 с.

8. Ахметвалиев, М. Г. Система контроля и управления зерноуборочным комбайном / М. Г. Ахметвалиев, Д. Т. Халиуллин // Агроинженерная наука XXI века : науч. труды Регион. Науч.-практ. конф. - Казань, 2018. – С. 9-13.

9. Галимов, М. М. Современные способы посева / М. М. Галимов, Д. Т. Халиуллин // Агроинженерная наука XXI века : Агроинженерная наука XXI века : науч. труды Регион. Науч.-практ. конф. - Казань, 2018. – С. 53-58.

10. Патент № 2683374 С1 Российская Федерация, МПК А01С 5/08, А01В 49/06. Сеялка зернотуковая : № 2018116961 : заявл. 07.05.2018 : опубл. 28.03.2019 / Д. Т. Халиуллин, Г. Г. Булгариев, В. И. Чиков [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО Казанский ГАУ.

11. Халиуллин, Д. Т. Машины для посева AMAZONE : практикум для выполнения лабораторных и самостоятельных работ / Д. Т. Халиуллин, А. В. Дмитриев, Р. Р. Лукманов, Р. К. Хусаинов. – Казань, 2020. – 32 с.

12. Константинов, Р. И. Техническое решение для повышения урожайности сельскохозяйственных культур / Р. И. Константинов, Д. Т. Халиуллин // Сельское хозяйство и продовольственная безопасность: технологии, инновации, рынки, кадры : науч. труды II Междунар. науч.-практ. конф., посвященной 70-летию ИМиТС. – Казань, 2020. – С. 120-126.

13. Файзуллин, Р. А. Модель комбинированного дрона-робота для точного опрыскивания полей / Р. А. Файзуллин, Э. Э. Нуруллин, Э. Г. Нуруллин // Агроинженерная наука XXI века : науч. труды Регион.науч.-практ. конф. - Казань, 2018. – С. 243-246.

14. Файзуллин, Р. А. Технология точного опрыскивания посевов с воздуха / Р. А. Файзуллин, Э. Э. Нуруллин, Э. Г. Нуруллин // Студенческая наука - аграрному производству: матер. 76-ой студенческой (региональной) науч. конф. - Казань, 2018. – С. 77-80.

15. Нуруллин, Э. Г. Многофункциональный рободрон-опрыскиватель / Э. Г. Нуруллин, Э. Э. Нуруллин, Р. А. Файзуллин // Инновации в сельском хозяйстве. – 2018. – № 4(29). – С. 356-365.

16. Цифровые технологии на службе сельского хозяйства и сельских районов. Журн. Агровестник, 17.01.2020. Источник: ФАО ООН. <https://agrovesti.net/lib/industries/tsifrovye-tekhnologii-na-sluzhbe-selskogo-khozyajstva-i-selskikh-rajonov.html> (дата обращения 20.09.2021).

17. Schmidmeier, T. Цифровизация и коммуникация в сельском хозяйстве благодаря HorschConnect. Сайт HORSCHMaschinenGmbH. <https://www.horsch.com/ru/home/detail> (дата обращения 20.09.2021).

18. СКИФ + Агронавигатор 7. Сайт Аэросоюз <http://www.aerounion.ru> (дата обращения 20.09.2021).

© Халиуллин Д.Т., Дмитриев А.В., Зиганшин Б.Г., 2021

УДК 631.372:631:43.

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ТРАКТОРА МТЗ-82ГК ПРИ РАБОТЕ С ПЛУГОМ ПЛН-4-35**

**Лопарев А.А. – д.т.н., профессор,**

Вятский государственный агротехнологический университет, г. Киров,  
Россия

**Комкина А.С. – к.т.н., доцент; e-mail: [akomkin@yandex.ru](mailto:akomkin@yandex.ru)**  
Кировский институт агробизнеса и кадрового обеспечения,  
г. Киров, Россия

**Аннотация:** исследована продольная устойчивость гусенично-колесного трактора МТЗ-82ГК. Получены значения коэффициентов нагрузки гусениц и передних управляемых колес трактора, разработана номограмма для выбора массы балластных грузов.

**Ключевые слова:** трактор, устойчивость, масса, балласт.

## **INVESTIGATION OF THE LONGITUDINAL STABILITY OF THE MTZ-82GK TRACTOR WHEN WORKING WITH THE PLOW PLN-4-35**

***Loparev A.A. – Doctor of Technics, professor***

*Vyatka state agrotechnological university, Kirov, Russia*

***Komkin A.S. – PhD of Technics, associate professor; e-mail:***

***akomkin@yandex.ru***

*Kirov Institute of Agribusiness and Human Resources, Kirov, Russia*

**Abstract:** the longitudinal stability of the MTZ-82GK crawler-wheeled tractor is investigated. The values of the load coefficients of the tracks and the front driven wheels of the tractor were obtained, a nomogram was developed for selecting the mass of ballast loads.

**Keywords:** tractor, stability, weight, ballast.

**Актуальность.** В современных условиях с все большим применением энергонасыщенной мобильной техники ее эффективное использование – первоочередная актуальная задача. Вместе с тем, по состоянию на 2020 год в России не хватает 100000 физических тракторов, а состояние парка мобильно техники удручающее: 60% имеет возраст более 10 лет, а средний возраст трактора 19 лет, что почти трехкратно превышает сроки амортизации [1]. Аналогичная тенденция прослеживается и в Кировской области, а соотношение колесных и гусеничных тракторов по-прежнему остается 1 к 4 (25032/6628-включая и с.-х. и промышленные тракторы). Также велика нагрузка в физических гектарах пашни на один трактор. Все описанное указывает на то, что необходимо повышать эффективность использования имеющейся техники. В частности, среди прочих [2,3,4] при работе трактора в составе машинно-тракторных агрегатов. Устойчивой тенденцией среди таких методов является применение сменных гусеничных движителей [5].

В тоже время малоисследованным до сих пор остается вопрос о правильной развесовке между осями колесного трактора с треугольными движителями. Устанавливая такой ходовой аппарат, у трактора повышается его сцепной вес за счет большей по сравнению с колесом собственной массой движителя. Однако, это неминуемо влечет за собой разгрузку передней оси, что негативно может отразиться на управляемости и устойчивости МТА в целом, в особенности с орудиями. То есть неочевидно, при каких долях приходящегося веса на каждую из осей будут обеспечены требования безопасности.



На решение данной проблемы и направлено наше исследование.

**Материалы и методика.** Исследование продольной устойчивости трактора МТЗ-82ГК проводилось при его работе с плугом ПЛН-4-35 (рис. 1).



Рисунок 2 – Трактор Беларус 82ГК при работе с четырехкорпусным плугом и противовесы, устанавливаемые на переднюю ось трактора

В инструкциях и руководствах по эксплуатации тракторов изложены соображения по выбору балластных грузов, устанавливаемых как на ведущие колеса, так и на управляемые, а также на передний брус трактора. В первом случае они даются в зависимости от используемой сельхозмашины (по маркам), во втором по критерию управляемости, который представляет собой отношение нагрузок соответственно на переднюю и заднюю оси трактора, и который должен быть больше или равен 0,2. Это подтверждают и данные, изложенные в [6]. В частности там приводятся сведения, что при коэффициенте нагрузки передних (управляющих) колес  $\lambda_1 \leq 0,15$  происходит потеря управляемости, при  $\lambda_1 = 0,2$  радиус поворота возрастает в 2-3 раза. Хорошая управляемость достигается при  $\lambda_1 = 0,35 - 0,4$ , что соответствует распределению веса в статическом состоянии.

Коэффициент нагрузки гусениц предлагается определять [6]

$$\lambda = 1 - \lambda_1 = \frac{a_{ц.т}}{L} + \frac{r_k}{L} \cdot \varphi_{кр}, \quad (1)$$

где  $a_{ц.т}$  - горизонтальная координата центра масса, м;

$r_k$  - радиус ведущего колеса, м;

$L$  - продольная база, м;

$L$  – продольная база трактора, м;

$\varphi_{кр}$  - коэффициент использования сцепного веса

$$\varphi_{кр} = \frac{P_{кр}}{G_3}. \quad (2)$$

Потеря управляемости трактора является следствием утраты его продольной устойчивости. Мы думаем, необходимо оценивать устойчивость по 3-м параметрам:

- работа трактора с заглубленным плугом;
- момент выглубления из почвы неподвижного плуга;
- транспортное положение.

В процессе исследований [7, 8] нами была определена нагрузка на оси в статическом состоянии. Откуда мы определили  $\lambda = 0,66$ , что несколько меньше чем у колесного трактора, у которого  $\lambda = 0,7-0,73$ . По формулам (1) и (2) вычислим значения коэффициента нагрузки гусениц в зависимости от тягового усилия. Результаты расчета представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Значение коэффициента  $\lambda$  в зависимости от  $P_{кр}$

| $P_{кр}, \text{кН}$ | 5    | 10   | 15   | 20   | 25   | 30   |
|---------------------|------|------|------|------|------|------|
| $\lambda$           | 0,68 | 0,72 | 0,75 | 0,79 | 0,83 | 0,86 |

Анализируя данные в диапазоне минимума-максимума задаем начальное состояние балластирования  $\lambda = (0,35 + 0,2) / 2 = 0,275$ . Этот оптимум эквивалентен нагрузке, которую воспринимает передняя ось трактора в  $G_{100п} = 1384,16 \text{ кг}$ . Следовательно, масса нужных грузов отыщется из уравнения (3), составленного для передней оси трактора относительно задней его оси (рис. 2)

$$G_{100п} \cdot L = G_{пр} \cdot L_{пр} + G_1 \cdot L, \quad (3)$$

где  $G_{пр}$  - масса противовесов, кг;

$G_1$  - нагрузка на переднюю ось, кг;

$L_{пр}$  - расстояние от задней оси до центра масс противовесов.

Значение  $L' = 0,423 \text{ м}$ , следовательно,  $L_{пр} = 2,873 \text{ м}$ .

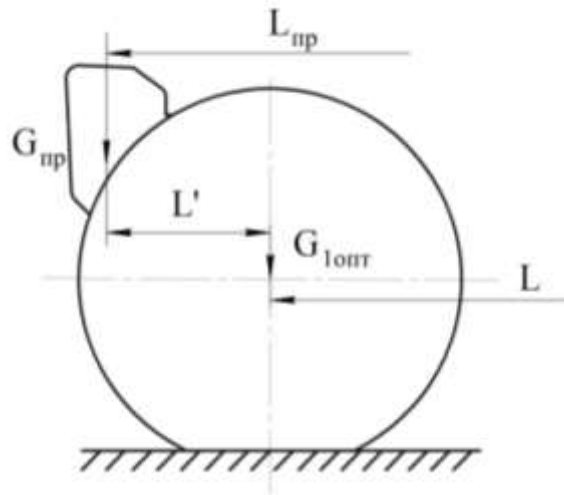


Рисунок 2 – Схема к составлению уравнения равновесия для передней оси относительно задней

Проверяя устойчивость трактора по условию выглубления плуга, необходимо заметить, что равнодействующая  $F$  всех вертикальных сил, оказывающих влияние на на плуг в момент выглубления равна [9]

$$F = G_{\text{пл}} + Q + Q_1, \quad (6)$$

где  $G_{\text{пл}}$  - вес плуга,  $G_{\text{пл}} = 6,75$  кН;

$Q$  - вес почвы, находящийся на корпусах, кН;

$Q_1$  - усилие, затрачиваемое на отрыв пласта почвы, кН.

Тогда, с учетом формулы (6), составляя уравнение моментов относительно задней оси, получаем

$$G_{\text{тр}} \cdot a_{\text{цт}} \geq (G_{\text{пл}} + Q + Q_1) \cdot l_{\text{цт}}, \quad (7)$$

где  $l_{\text{цт}}$  – расстояние от задней оси трактора до ц.т. плуга в его заглубленном положении,  $l_{\text{цт}} = 0,298$  м.

Подставив в уравнение (7) эмпирически полученные данные, получаем  $38,9 \geq 34,13$ . Условие выполняется, поэтому не понадобится монтировать противовесы.

Далее исследуем продольную устойчивость при движении трактора с плугом ПЛН-4-35 в транспортном положении на подъеме внутрихозяйственной сети дорог. Схема действующих сил на трактор и плуг представлена на рисунке 3.

Для этого составим уравнение (8) моментов относительно точки  $O$  (задней оси трактора). Получим неравенство, отражающее условие устойчивости пахотного МТА

$$G_{\text{тр}} \cdot a \cdot \cos \alpha \geq G_{\text{тр}} \cdot h_{\text{цт}} \cdot \sin \alpha + G_{\text{пл}} \cdot h_{\text{цт.пл}} \cdot \sin \alpha + G_{\text{пл}} \cdot b \cdot \cos \alpha, \quad (8)$$

где  $k_d$  - коэффициент динамичности нагрузки,  $k_d = 2$ ;

$h_{\text{цт}}$  - высота центра масс машины,  $h_{\text{цт}} = 0,92$  м;

$h_{\text{цт.пл}}$  - высота центра масс плуга,  $h_{\text{цт.пл}} = 1,41$  м;

$a$  - расстояние между центром масс машины и его задней осью,

$a = 0,871$  м;

$b$  - расстояние между центром масс плуга и осью заднего колеса,

$b = 2,267$  м;

$\alpha$  - угол подъема, град.

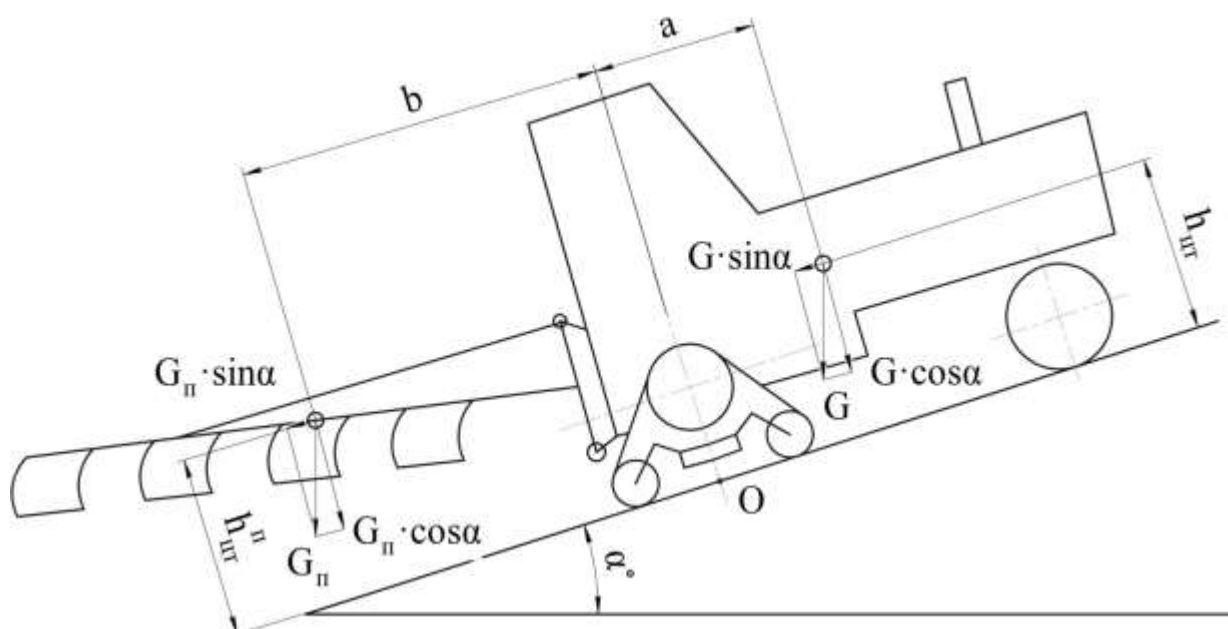


Рисунок 3 – Схема сил, действующих на трактор с плугом при движении на подъем

**Результаты исследований.** В таблице 2 представлены результаты расчета массы противовесов  $G_{\text{пр}}$  в зависимости от коэффициента нагрузки гусениц  $\lambda$ .

Таблица 2 – Значения  $G_{\text{пр}}$  в зависимости от  $\lambda$

| $G_{пр}, \text{ кг}$ | $\lambda$ |
|----------------------|-----------|
| 580                  | 0,86      |
| 451                  | 0,84      |
| 408                  | 0,82      |
| 300                  | 0,795     |
| 193                  | 0,77      |
| 107                  | 0,75      |
| 64                   | 0,73      |

Опираясь на эмпирические и полученные расчетом данных нами для гусенично-колесного трактора разработана номограмма (рис. 4). Она является собой два квадранта: левый является зависимостью коэффициента нагрузки гусениц  $\lambda$  от тягового сопротивления сельхозорудия (плуга) – то есть  $\lambda = f(R_{схм})$ ; второй – зависимость необходимого веса на передний брус трактора  $G_{пр}$  от коэффициента нагрузки ведущих колес, то есть  $G_{пр} = f(\lambda)$ . Ключ пользования номограммой также представлен на рисунке.

Зависимость  $\lambda = f(R_{схм})$  описывается уравнением (4), а зависимость  $\lambda = f(G_{пр})$  уравнением (5)

$$\lambda = 0,6171 + 0,346 \cdot R_{схм}, \quad (4)$$

$$\lambda = 0,7198 + 0,003 \cdot G_{пр}. \quad (5)$$

В процессе смежных исследований нами ранее были получены путем динамометрирования численные значения тягового сопротивления плуга ПЛН-4-35 при выполнении работ по вспашке суглинка разной влажности на разную глубину. Пользуясь разработанной нами номограммой (рис.4), были вычислены значения массы противовесов (табл.3).

Сопоставляя полученные значения с заводской информацией, видим, что максимальная масса необходимых противовесов в 344 кг будет при вспашке тяжелого суглинка на глубину 0,25 м не превышает 360 кг – набора серийных пластинчатых грузов (18 штук по 20 кг каждый). Дополнительно к этому у каждой покрышки (пневмошины) одной из главных характеристик является допустимая вертикальная статическая нагрузка, которая для колес трактора МТЗ-82 находится в пределах 5,79 - 7,65 кН [10].

В связи с чем можно говорить о том, что значения, получаемые с помощью номограммы, не вступают в противоречие с допустимыми техническими характеристиками. То есть передний брус трактора не будет перегружен (даже в случае использования в качестве МЭС не МТЗ-82, а

трактор МТЗ-80), а грузов, выпускаемый серийно в качестве дополнительного оборудования к трактору, будет достаточно, чтобы обеспечить его управляемость.

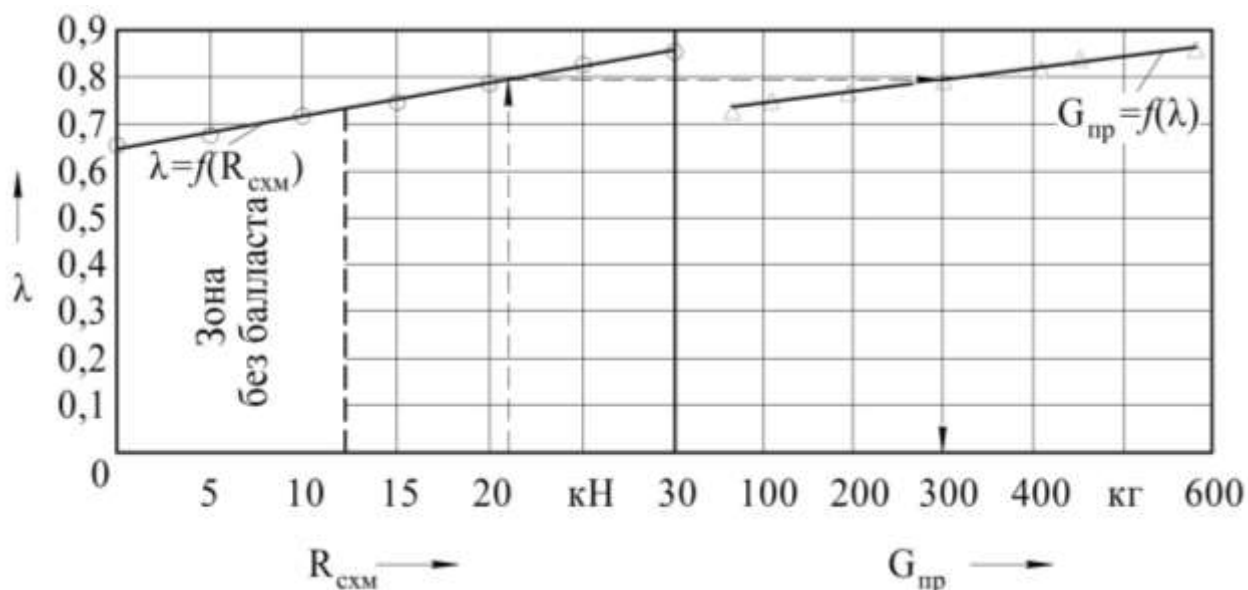


Рисунок 4 – Номограмма для определения необходимой массы противовесов

В таблице 4 отражены результаты вычисления продольной устойчивости МТА МТЗ - 82Г2 + ПЛН - 4 - 35 при движении на подъемах внутрихозяйственных дорог.

Таблица 3 - Необходимая масса противовесов в зависимости от тягового сопротивления плуга ПЛН-4-35

| Глубина вспашки, см | Мехсостав почвы                     | $R_{схм}$ , кН | $G_{пр}$ , кг |
|---------------------|-------------------------------------|----------------|---------------|
| 20                  | Тяжелый суглинок (влажность 19,7%)  | 16,8           | 193           |
| 23                  |                                     | 19             | 250           |
| 25                  |                                     | 22,8           | 344           |
| 20                  | Средний суглинок (влажность =18,1%) | 14,6           | 107           |
| 23                  |                                     | 16,7           | 187           |
| 25                  |                                     | 21             | 300           |

Таблица 4 – Результаты расчетов продольной устойчивости трактора с плугом на подъемах внутрихозяйственных дорог

| $\alpha$ , град | Левая часть неравенства | Правая часть неравенства |
|-----------------|-------------------------|--------------------------|
| 2               | 38,9                    | 32,68                    |
| 4               | 38,84                   | 34,73                    |
| 6               | 38,72                   | 36,73                    |
| 8               | 38,55                   | 38,68                    |
| 10              | 38,34                   | 40,59                    |
| 12              | 38,1                    | 42,45                    |
| 14              | 37,78                   | 44,25                    |
| 16              | 37,42                   | 45,99                    |
| 18              | 37,03                   | 47,69                    |
| 20              | 36,59                   | 49,33                    |

Необходимо отметить особенность МТА МТЗ - 82Г2 + ПЛН - 4 - 35, проявившуюся в процессе проведения серий опытов.

При выполнении вспашки при недостаточной массе груза на передней оси, управляемые колеса трактора начинали отрываться от опорной поверхности. При этом сам трактор двигался прямолинейно, и МТА выполнял свои технологические функции. Это касалось последующих проходов, когда правая гусеница движителя двигалась по дну борозды как у колесного трактора.

А вот при первом проходе (при прокладке борозды), четырехкорпусный плуг стремился трактор развернуть влево. В этом случае (поскольку педали тормоза имеют возможность отсоединяться друг от друга), путем воздействия на ту или иную педаль удавалось сохранять прямолинейность при движении (только за счет невысоких скоростей выполнения вспашки).

**Выводы и рекомендации.** По результатам проведенной нами работы можно сформулировать некоторые выводы:

1. Для гусенично-колесного трактора получен коэффициент  $\lambda$  и его вариация от изменения усилия на крюке  $P_{кр}$ .

2. В целях обеспечения более эффективной эксплуатации гусенично-колесного трактора разработана номограмма, с помощью которой производится уравнивание трактора подбором противовесов на его передний брус с учетом тягового сопротивления любого орудия.

3. Получены аналитические зависимости  $\lambda=f(R_{схм})$  уравнение (4) и  $\lambda=f(G_{пр})$  уравнение (5).

4. Установлено, что монтируемые противовесы на передний брус трактора не превысят допустимую нагрузку на серийно устанавливаемые покрышки передних колес трактора.

5. Изучен вопрос по продольной устойчивости гусенично-колесного трактора по трем критериям. Получена таблица 4, которая показывает, что при эксплуатации гусенично-колесного трактора с плугом в транспортном положении нет необходимости прибегать к его балластировке при углах подъема рельефа местности до  $6^0$ . При углах подъема выше

6<sup>0</sup> гусенично-колесный трактор с плугом начнет терять продольную устойчивость, а, следовательно, и управляемость.

По представленной методике в случае непредставления заводоизготовителем данных можно рассчитать нужную массу балластных грузов для любых тракторов, в особенности, с оригинальными двигателями.

### *Литература*

1. Технологический портал Минсельхоза России [Электронный ресурс] - URL:<http://usmt.mcx.ru/> (дата обращения 17.07.2020)

2. Вахрамеев, Д. А. Тепловая подготовка агрегатов трансмиссии / Д. А. Вахрамеев, Е. А. Потапов, А. А. Мартюшев, Н. Д. Давыдов // Улучшение эксплуатационных показателей сельскохозяйственной энергетики : материалы XIII Междунар. науч.-практ. конф. «Наука - Технология - Ресурсосбережение»-Киров, 2020.-С. 29-32.

3. Вахрамеев, Д. А. Повышение производительности и экономичности машинно-тракторного агрегата улучшением динамических характеристик двигателя : спец. 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства», 05.04.02 «Тепловые двигатели» : автореф. дис. ... канд.техн. наук / Вахрамеев Дмитрий Александрович. - Казань, 2000. - 22 с.

4. Шакиров, Р. Р. Особенности работы машинно-тракторного агрегата на неустановившихся режимах / Р. Р. Шакиров, Д. А. Вахрамеев // Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики АНТЭ-2009: материалы V Всерос. науч.-техн. конф. - Казань, 2009. - Т. 2. - С. 16-18.

5. Комкин, А. С. Повышение эффективности универсально - пропашных тракторов тягового класса 1,4 путем замены ведущих колес верхнеприводными гусеницами: спец. 05.20.01 : дис. ... канд. техн. наук / Комкин Антон Сергеевич. - Киров. - 2013. – 235 с.

6. Анилович, В. Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов / В. Я.Анилович, Ю. Т. Водолажченко // Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.

7. Лопарев, А. А. Гусенично-колесный «Беларус» / А. А.Лопарев, В. И.Судницын, А. С.Комкин // Сельский механизатор. - 2011.-№1. - С.31-32.

8. Лопарев, А. А. Сравнительные испытания трактора МТЗ-82 на колесном и гусенично-колесном ходу / А. А.Лопарев, А. С.Комкин, М. В.Панчошный // Тракторы и сельхозмашины. - 2011. - №11 - С.31-32.

9. Синеоков, Г. Н.Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г. Н.Синеоков, И. М. Панов - М.: Машиностроение, 1977. - 328 с.

10.Забродский, В. М. и др. Ходовые системы тракторов. Устройство, эксплуатация, ремонт. Справочник. – М.: Агропромиздат, 1986. - 271 с.

© Лопарев А.А., Комкин А.С., 2021



УДК 631.317

## ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ АДАПТАЦИИ РАБОТЫ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ФРЕЗ

**Безруков А.В.** – к.т.н., доцент; e-mail: bezrukow157@yandex.ru,

**Наумкин Н.И.** – д.п.н., к.т.н., профессор; e-mail: naumn@ya.ru

*Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева,*

*г. Саранск, Россия*

**Аннотация:** Выполнен анализ существующих способов адаптации почвообрабатывающих фрез к изменяющимся почвенным условиям на основе автоматизации регулирования режимов их работы, использования механизмов переменной структуры управления углами резания и др. Предложен способ адаптации такой фрезы на основе автоматического выбора режимов работы за счет использования блока управления частотой вращения электродвигателей.

**Ключевые слова:** обработка почвы, режимы работы, автоматизация, почвообрабатывающие фрезы.

## TECHNICAL SOLUTIONS FOR ADAPTING THE WORK TILLAGE MILLING CUTTERS

**Bezrukov A.V.**-candidate of technical sciences, associate professor; e-mail: bezrukow157@yandex.ru,

**Naumkin N. I.**-doctor of pedagogical sciences, candidate of technical Sciences, professor; e-mail: naumn@ya.ru

*OgarevMordovia State University, Saransk, Russia*

**Abstract:** The analysis of existing methods of adaptation of tillage milling cutters to changing soil conditions is carried out on the basis of automation of regulation of their operation modes, the use of mechanisms of variable structure of control of cutting angles, etc. A method for adapting such a milling cutter based on the automatic selection of operating modes through the use of a motor speed control unit is proposed.

**Keywords:** tillage, operating modes, automation, tillage cutters.

Проблема адаптации почвообрабатывающих машин частично освещена в работах Купряшкина В.Ф.[1-4], посвященных автоматизации режимов работы почвообрабатывающих машин; Чаткина М.Н., В. Зоне [5, 7], посвященных рациональному проектированию таких машин; Попова Г.Ф., Князькова А.С. [2, 6] – о реализации возможности сохранения постоянными углов резания и др. в предлагаемой статье она решается применительно к фрезам.

Достижение требуемого качества обработки почвы является залогом достойного урожая продовольственных культур. Оно определяется такими показателями, как: 1) почвенные условия (структура, влажность, плотность, содержание гумуса, влажность, засоренность и др.); 2) техни-

ческое состояние почвообрабатывающих машин (форма рабочих органов, правильность регулировки и др.); 3) режимы работы машины (скорость движения орудий и машин, глубина обработки и др.); 4) сроки выполнения работ и др. Наиболее полно таким требованиям удовлетворяют самоходные малогабаритные почвообрабатывающие фрезы (СМПФ), которые обеспечивают требуемое качество обработки почвы.

Не смотря кажущиеся преимущества использования СМПФ, большинство выпускаемых сегодня из них обладают рядом недостатков, в частности: 1) высокие динамические нагрузки в фрезе; 2) нестабильность протекания процесса обработки почвы; 3) повышение утомляемости оператора; 4) неравномерность загрузки двигателя; 5) перегрузка элементов привода и др.; 6) ограниченные возможности, или вообще отсутствие изменения режимов работы, адекватных состоянию почвы; 7) невозможность автоматической подстройки под внешние изменяемые почвенные условия и др.

Для разрешения сформулированной проблемы необходимо решить следующие задачи: 1) выполнить анализ имеющихся исследований по сформулированной проблеме; 2) выявить наиболее перспективные и хорошо реализуемые способы и устройства адаптации фрез; 3) синтезировать новый способ адаптации на основе отслеживания изменяющихся условий; 4) разработать устройство реализации этого способа адаптации СМПФ.

С учетом вышесказанное авторами был предложен способ адаптации СМПФ на основе обеспечения возможности автоматического регулирования режимов работы фрезы (изменение поступательной скорости) за счет применения блока управления частотой вращения (БУЧВ) ее электродвигателей, в зависимости от изменения свойств обрабатываемой среды. [8-9]. Для его реализации был сконструирован опытный образец СМПФ с адаптацией режимов ее работы к изменяющимся почвенным условиям, для чего в конструкцию добавили дополнительный двигатель привода ходовых колес, который управляется через БУЧВ. БУЧВ, при помощи сканера твердости почвы, отслеживает изменение структуры почвы и подстраивает режимы работы машины.

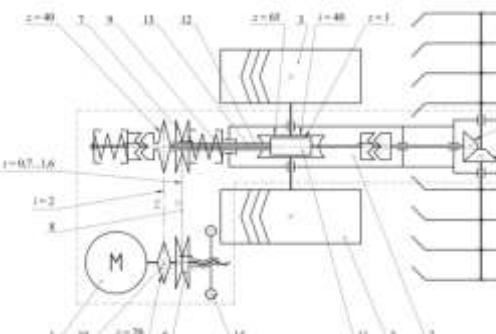
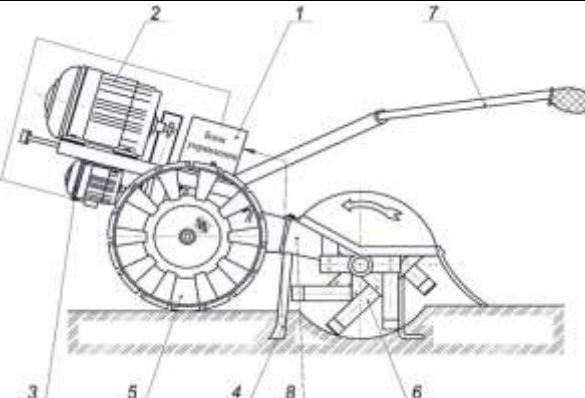
Методология представленного исследования построена на интеграции основных положений теории механизмов и машин в области исследования механических систем и положений теории проектирования в машиностроении. Основное внимание было уделено общенаучному принципу адаптации и его использованию при создании СМПФ. Мы в дальнейших исследованиях под адаптацией будем понимать способность обеспечения требуемого режима работы машины к почвенным условиям [4]. Кроме этого мы широко использовали также методы морфологического анализа и классификации в купе с методами анализа-синтеза и дедукции-индукции для синтеза нового технического решения.

Анализ существующих исследований по сформулированной проблеме позволил структурировать их на несколько групп, описанных вы-

ше, наиболее близкие из них к решению нашей проблемы представлены в табл. 1., где видим, что все они той или иной мере решают вопросы адаптируемости фрез.

**Таблица 1.** Анализ существующих способов адаптации режимов почвообрабатывающих фрез.

| Название  | Описание | Достоинства, недостатки   |   |
|---|----------|---|---|
|    |          | <p>Ввиду малой мощности электродвигателя обработку уплотненных почв на глубину 10-12 см этой фрезой можно провести только за 2-3 прохода. Из-за непостоянства свойств почвы наблюдается нестабильность протекания технологического процесса обработки почвы, заключающаяся в неустойчивости курсового хода движения агрегата, и в значительных колебаниях вращающего момента на приводном валу.</p> |   |
|   |          | <p>Электрофреза ФС-0,85 [1].</p>  | <p>Состоит из шасси, электропривода ходовой части и рабочих органов.</p>                    |
|  |          | <p>Предназначена для улучшения при отрезании почвенной стружки с постоянным углом резания в течение всего цикла. Испытания показали, что постоянный угол резания обеспечил снижение мощности примерно на 30% по сравнению с обычной конструкцией фрезы.</p> <p>Недостатком является то, что механизм обеспечивает постоянство угла резания только на одном рассчитанном кинематическом режиме.</p>  |   |
|   |          | <p>Фреза Попова Г.Ф. [6]</p>  | <p>Состоит из секции фрезбарабана 1, стоек 2, ножей 3, кулачкового копира 4, роликов 5.</p> |
|   |          | <p>Позволяет сохранить постоянный угол резания ножа, не зависимо от поступательной скорости фрезы при прохождении в почвенном слое по траектории – трохоиде, что ведет к уменьшению трения ножа о почву на всех режимах работы фрезы.</p>   |   |

|  |  |   |   |
|--|--|---|---|
|  |  | <p>Фреза<br/>Князькова А.С.<br/>[2]</p>   | <p>Содержит основной вал 1, на котором закреплен эксцентрик 2, водило 3, промежуточные валы 4, ножи 5, шатуны 6, поводок 7.</p>   |
|  |   | <p>Достигается полный выбор режимов регулирования, позволяющий за один проход обработать участок. Но данный способ имеет недостаток – необходимость остановки СМПФ для смены режима регулирования.</p>  | <p>Предлагает в конструкцию СМПФ включить клиноременный вариатор, который за счет своих элементов 6, 7 и 8, позволяет бесступенчато менять подачу на нож фрезерных рабочих органов 5.</p>   |
|  |  | <p>Для такой схемы регулирования скорости поступательного движения фрезы, нарушаются значения кинематического параметра – отношения окружной скорости рабочих органов к поступательной скорости машины, что приводит к ухудшению качества обработки почвы</p> | <p>Сканер 4 отслеживает изменение твердости почвы и подает сигнал на электродвигатель 3 привода ходовых колес. В зависимости от изменения твердости почвы в большую или меньшую сторону, электродвигатель 3 изменяет скорость машины, соответственно изменяя подачу на нож, при этом остановка машины не требуется.</p> |

Поэтому для обеспечения постоянства кинематического параметра и следующего этапа адаптации режимов работы фрезы к почвенным условиям нами предлагается СМПФ (рис. 1) с двумя блоками 1 и 9 управления двигателями привода и ходовых колес 3.

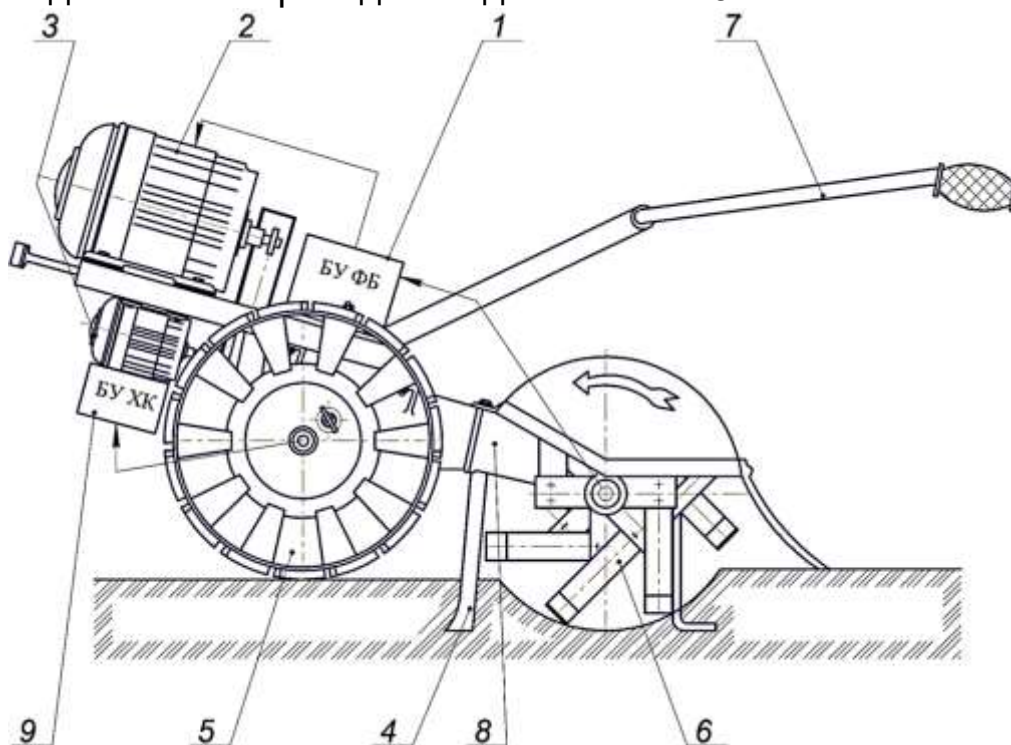


Рисунок 1 - Схема фрезы с блоками управления: 1 – блок управления частоты вращения фрезерного барабана; 2 – электродвигатель привода рабочих органов; 3 – электродвигатель привода ходовых колес; 4 – сканер твердости почвы; 5 – ходовые колеса; 6 – фрезбарабаны; 7 – органы управления; 8 – редуктор; 9 – блок управления частоты вращения ходовых колес.

Таким образом, все рассмотренные почвообрабатывающие фрезы находят свое применение в определенных условиях, но для наиболее эффективной (высокая производительность при минимальных энергозатратах обработки почвы, рекомендуется использовать предложенную схему СМПФ [9. 10]. Такая фреза позволяет, за счет наличия в ней блока управления частотой вращения двигателей, автоматически охватить весь требуемый диапазон режимов работы, отвечающих изменяющейся плотности почвы на обрабатываемых участках, тем самым сохранить постоянство кинематического параметра и обеспечить требуемое качество обработки почвы, при оптимальном сочетании, что подтверждено проведенными экспериментальными исследованиями [10].

#### *Литература*

1. Купряшкин, В. Ф. Повышение эффективности функционирования самоходной малогабаритной почвообрабатывающей фрезы оптимизацией конструктивно-технологических параметров (на примере фрезы

- 2.
3. ФС-0,85): спец. 05.20.01 : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Купряшкин Владимир Федорович. - Саранск, 2011.
4. Купряшкин, В. Ф. Обоснование параметров динамического стабилизатора устойчивости движения подвижного модуля экспериментального стенда при исследовании активных ротационных рабочих органов почвообрабатывающих машин / В. Ф. Купряшкин, А. С. Князьков, В. Н. Купряшкина, М. Г. Шляпников, В. В. Купряшкин, Е. Ю. Терехин // Вестник Мордовского университета. - 2017. - Т. 27, № 1. - С. 52–66.
5. Патент на изобретение №2340134. Почвообрабатывающая электрофреза/Купряшкин В.Ф. Опубл. 10.12.2008.
6. Безруков, А. В. Анализ влияния изменения кинематического параметра малогабаритной почвообрабатывающей фрезы на качество обработки почвы / А. В. Безруков, Н. И. Наумкин, В. Ф. Купряшкин, А. С. Князьков, А. И. Панков // Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 6-й междунар. науч.-практ. конф. – СПб, 2017. - С. 704-710. - DOI 10.1872/MMF-2017-62
7. Чаткин, М. Н. Повышение эффективности функционирования комбинированных почвообрабатывающих машин с ротационными активными рабочими органами: спец. 05.20.01 : автореф. дис. ... д-ра.техн. наук / Чаткин Михаил Николаевич. – Саранск, 2008. – 40 с.
8. Попов, Г. Ф. Исследование технологических режимов и обоснование конструктивных параметров рабочих органов пропашных фрезерных культиваторов: спец. 05.20.01 : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Попов Г. Ф. – М., 1970. – 23 с.
9. Sohne, W. Einfluss von Form und Anordnung der Werkzeuge auf Antriebsmomente von Ackerfrasen, Grundl. D. Landtechn. - № 9, 1957 - S. 696 – 787.
10. Купряшкин, В. Ф. Использование комбинированных рабочих органов в самоходных малогабаритных почвообрабатывающих машинах/ В. Ф. Купряшкин // Тракторы и сельхозмашины. - 2012. - № 10. - С. 11-13.
11. Купряшкин, В. Ф. Повышение эффективности функционирования самоходной малогабаритной почвообрабатывающей фрезы/В. Ф. Купряшкин, М. Н. Чаткин//ГОСНИТИ. - 2012. - Т. 110. - Ч. 1. - С. 100 -104.
12. Безруков, А. В. Автоматизация режимов работы самоходной фрезы / А. В. Безруков, Н. И. Наумкин, В. Ф. Купряшкин // Сельский механизатор. - 2019. - № 2. - С. 6-7.

© Безруков А.В., Наумкин Н.И. 2021

УДК [631.362+631.56]:633.1

## **ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ ПОЛИМЕРНЫХ ТРУБ НА ЗЕРНОСУШИЛЬНЫХ КОМПЛЕКСАХ КИРОВСКОЙ ОБЛАСТИ**

**Комкин А.С. – к.т.н., доцент; e-mail: akomkin@yandex.ru**

*Кировский институт агробизнеса и кадрового обеспечения,  
г. Киров, Россия*

**Аннотация:** в статье отражен опыт использования полимерных труб на зерносушильных комплексах Кировской области. Приводятся данные, приемы и места их встраивания и замещения ими металлических труб.

**Ключевые слова:** труба, полимер, зерно.

## **EXPERIENCE IN THE USE OF POLYMER PIPES AT GRAIN DRYING COMPLEXES OF THE KIROV REGION**

**Komkin A.S. – PhD of Technics, associate professor; e-mail: akomkin@yandex.ru**

*Kirov Institute of Agribusiness and Human Resources, Kirov, Russia*

**Abstract:** The article reflects the experience of using polymer pipes in grain drying complexes of the Kirov region. The data, techniques and places of their embedding and replacement of metal pipes with them are given.

**Key words:** pipe, polymer, grain.

На спроектированных и построенных зерносушильных комплексах как в советское так и в настоящее время используются исключительно металлические трубы.

Однако условия рядовой эксплуатации вносят свои коррективы. Так, из-за отсутствия достаточного финансирования и низкого качества поставляемых металлических труб хозяйства (не зависимо от их агроклиматической зоны) все больше обращаются к полимерным материалам.

В нормативных документах [1] ограничений по их применению не прописано, а применение и рекомендации в фундаментальной литературе [2] не отражено.

Следует отметить, что применение полимерных труб наблюдается как на старых комплексах, построенных в 70-е годы, так и на новых, пущенных три-пять лет назад.

Металлические трубы, устанавливаемые в качестве связующих магистралей движения зерна и отходов (примесей) или самостоятельные самотечные, имеют недостаточную толщину стенок и быстро протираются потоком материала на наклонных участках. Например, при пропуске 300 тонн ржи на трубах уже могут появиться сквозные отверстия, которые необходимо герметизировать.

Необходимо отметить, что в качестве полимерных труб используется два их вида:



1). Труба ПВХ канализационная ГОСТ 32412-2013(толщина стенки 3,9-6,7);

2) Труба ПВХ гофрированная (двухслойная) ГОСТ Р 54475-2011 (толщина стенки 1,0-1,5 мм);

3) Труба ПВХ напорная ГОСТ 18599-2001 (толщина стенки 10 мм).

Полимерные трубы очень хорошо показывают себя на вертикальных участках. На рисунке 1 представлен пример использования полимерной трубы в СПК к-з «Лекминский» Слободского района Кировской области. В первом случае (рис. 1,а) металлическая труба наращена полимерной и используется за пределами помещения очистки и сортировки; во втором – заменен целый наклонный (с небольшим градусом наклона) участок металлической трубы из бункера в норию. Обе трубы используются на выгрузке отходов.



Рисунок 1 – Пример использования полимерных труб на вертикальном участке(а) и наклонном (б) в СПК к-з «Лекминский» Слободского района Кировской области

Другим примером применения полимерных труб может служить ООО «Андреевский» Уржумского района Кировской области (рис. 2). Здесь применяются напорные полимерные трубы как на выгрузке материала, так и для транспортировки его от машин в бункер.



Рисунок 2 – Пример использования полимерных труб в ООО «Андрееский» Уржумского района Кировской области

В СПК «Березниковский» Куменского района Кировской области (рис. 3) наряду с канализационными трубами применяются и гофрированные. Трубы установлены как на участках подачи материала в зерноочистительную машину, так и на участок циркуляции потока (бункер-нория-машина-бункер)



Рисунок 3 – Пример использования полимерных труб в СПК «Березниковский» Куменский район Кировской области

В СПК п-з «Красный октябрь» (п.Вожгалы) Куменского района Кировской области применены полимерные трубы двух типов (рис.4). Причем операторами КЗС выполнен трехсоставной участок длиной более 20метров, соединяющий бункер сушилки с бункером приемного отделения, призванный при переполнении первого сбрасывать лишнее зерно. Также участки металлических труб наращиваются полимерными. Применение труб – за пределами помещения очистки и сортировки.



Рисунок 4 – СПК п-з «Красный октябрь» Куменского района Кировской области

СПК к-з «Ленинец» (с.Обухово) Пижанского района Кировской области полимерные трубы применены не на зерносушильном комплексе, а на линии сушки и подработки семян трав (рис.5).

Наряду с полимерными трубами в хозяйствах на зерносушильных комплексах начинают использоваться гофры с хомутами, которые «перекидывают» с потка на поток. Такой прием призван избавить конструкции трубопроводов от «штанов», что ускоряет процесс течения материала.



Рисунок 6 – СПК к-з «Ленинец» Пижанский район Кировской области

Выводы и предложения.

1. Инспектируя более полусотни зерносушильных комплексов по Кировской области выявлено, что в 15% в той или иной мере используются полимерные трубы вместо металлических.

2. Использование полимерных труб обусловлено не их технологичностью или большим ресурсом, а более низкой стоимостью в сравнении с металлическими.

3. Недостатком полимерных труб как диэлектрика является статическое электричество. Необходимы дополнительные мероприятия по его снятию в случае использования труб в помещении.

4. Наилучший результат использования полимерных труб (по их стойкости к износу) достигается на вертикальных участках и участках с небольшим наклоном.

5. Ресурс полимерных труб при их рядовой эксплуатации составляет 2-3 сезона (при условии поворота через каждый сезон трубы на 180 градусов).

6. Наибольший результат использования полимерных труб достигается при их встраивании в магистраль, выводящую пыль, мелкие и крупные примеси; наименьший – зерно.

#### *Литература*

1. Приказ от 3 сентября 2020 г. №331 Об утверждении федеральных норм и правил в области промышленной безопасности «Правила безопасности взрывопожароопасных производственных объектов хранения и переработки растительного сырья» [Электронный ресурс]: URL <https://www.garant.ru/products/ipo/prime/doc/74924293/>

2. Сычугов, Н. П. Машины, агрегаты и комплексы послеуборочной обработки зерна и семян трав : монография / Н. П. Сычугов, Ю. В. Сычугов, В. И. Исупов ; под науч. ред. Н. П. Сычугова. - Киров: изд-во ООО «ВЕСИ», 2015. - 404 с., ил.

© Комкин А.С. 2021

УДК631.363-189.2

### **ИССЛЕДОВАНИЕ РАВНОМЕРНОСТИ ПОДАЧИ СЕМЯН В ЗАВИСИМОСТИ ОТ МАССЫ ВИБРОСИСТЕМЫ ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА**

**Широбоков В.И. - к.т.н, доцент; e-mail: vlh150@yandex.ru,**  
**Федоров О.С. - к.т.н, доцент; e-mail: fos1973@yandex.ru,**  
**Первушин В.Ф. - д.т.н, профессор; e-mail: pervushin54@mail.ru**  
*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

**Аннотация:** приведены результаты лабораторных исследований зависимости равномерности подачи семян пшеницы от массы виброси-

стемы. Установлены оптимальные значения параметров для лабораторной установки, удовлетворяющие агротехническим требованиям по равномерности подачи зерна.

**Ключевые слова:** высеваящий аппарат, норма высева, равномерность, масса, отклонение, вибростема.

***INVESTIGATION OF THE UNIFORMITY OF SEED SUPPLY DEPENDING ON THE MASS OF THE VIBRATION SYSTEM OF THE SOWING APPARATUS***

***Shirobokov V.I.- PhD of Technics, associate professor; e-mail: vlh150@yandex.ru,***

***Fedorov O.S.- PhD of Technics, associate professor; e-mail: fos1973@yandex.ru,***

***Pervushin V.F.-Doctor of Technical Sciences, professor; e-mail: pervushin54@mail.ru***

***Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia***

**Abstract:**the results of laboratory studies of the dependence of the uniformity of the supply of wheat seeds on the mass of the vibration system are presented. The optimal values of the parameters for the laboratory installation that meet the agrotechnical requirements for the uniformity of grain supply are established.

**Keywords:** seeding machine, seeding rate, uniformity, mass, deviation, vibration system.

При производстве продукции растениеводства наиболее важной операцией является посев. От качественно проведенного посева в зависимости урожайность сельскохозяйственных культур. Создание новых конструкций посевных машин позволит более эффективно использовать посевной материал и улучшить качество посева. Анализ показывает, что высеваящие аппараты отличаются по конструктивному исполнению. Их можно разделить на две большие группы: механические и пневматические. Однако, и те и другие имеют ряд недостатков, которые снижают эффективность возделывания сельскохозяйственных культур. Так, например, к **недостаткам механических высеваящих аппаратов можно отнести следующее:** - возможно дробление семенного материала;- неравномерно распределяют семена вдоль рядка [3]. В сеялках с пневматической системой необходимо создавать и обеспечивать воздушный поток с постоянными параметрами для обеспечения высокой равномерности высева сельскохозяйственных культур.

Основной задачей посева культур является равномерное распределение семян. Высеваящие устройства должны обеспечивать отклонение фактической нормы высева семян от заданной не более  $\pm 3\%$  и не должны травмировать более 0,2% зерновых и более 0,7% семян зернобобовых культур [7].

Поэтому, разработка более совершенных высевающих устройств, соответствующих агротехническим требованиям является актуальной задачей.

Одним из путей совершенствования высевающих аппаратов является использование вибрационных устройств для высева семян сельскохозяйственных культур. Имеются ряд исследований позволяющих интенсифицировать процессы в сельскохозяйственном производстве [1, 2, 4, 5, 6]. Установлено, что наложение вибрационных колебаний на рабочие органы машин приводит к повышению эффективности технологических процессов смешивания, дозирования, сепарации и транспортирования сыпучих материалов. На эффективную работу вибрационных устройств влияет множество факторов. Одним из них является масса вибросистемы, включающая массу самого устройства и , например, дозируемого или транспортируемого материала.

Поэтому, целью работы является разработка и исследование устройства для высева семян сельскохозяйственных культур с использованием вибрации. В соответствии с поставленной целью решаются следующие задачи: - разработать лабораторное вибрационное устройство для высева семян; - провести лабораторные исследования разработанного устройства: исследовать зависимость равномерности подачи исследуемого материала от массы вибросистемы.

Лабораторные исследования проводились с использованием методов однофакторного эксперимента. В качестве целевой функции выбрана равномерность подачи исследуемого материала, которая оценивалась среднеквадратическим отклонением. Была изготовлена лабораторная вибрационная установка (рис.1).

Лабораторная установка работает следующим образом. Зерно засыпается в бункер 1 и через заслонку 2 подается на лоток 3 который посредством упругих элементов 4 соединен с основанием 5. Вибрация возникает при вращении диска 10 с грузом 9, соединённого с кронштейном 11.

Для изменения амплитуды колебаний на диске 10 выполнены отверстия расположенные на различных радиусах относительно оси вращения. Вращение от электродвигателя постоянного тока 6 передается диску 10 посредством гибкого вала 8.

Исследования проводились на зерне пшеницы сорта "Ирень" влажностью 12,5...12,9 % и насыпной плотностью 697 кг/м<sup>3</sup>, при частоте колебаний лотка 13,8 с<sup>-1</sup>. При этом уровень вибрации и частота колебаний оставались фиксированными, а масса лотка изменялась посредством крепления к лотку 3 дополнительных грузов. Опыты проводились в пятикратной повторности.



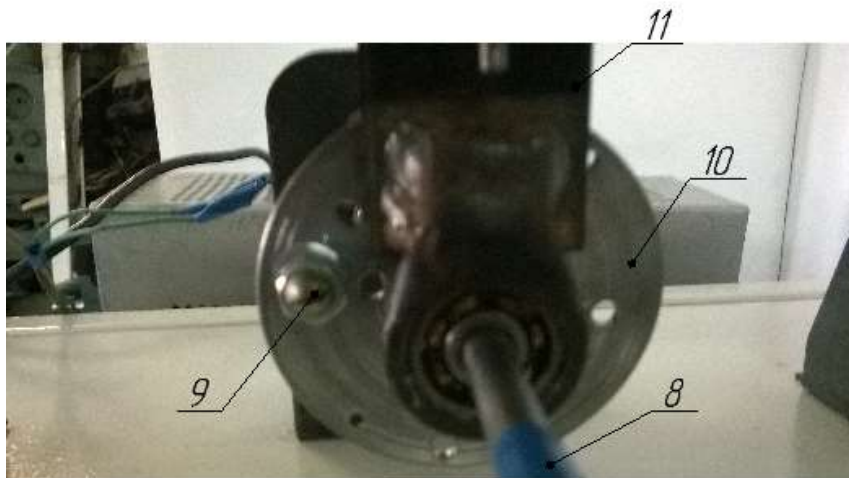
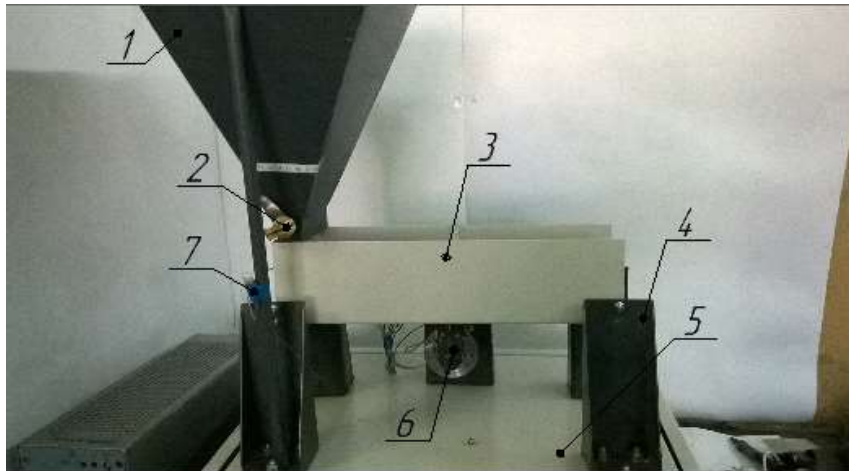


Рисунок 1 – Лабораторная установка

На рисунке 2 представлена зависимость среднеквадратического отклонения равномерности подачи зерна от заданного значения, в зависимости от массы вибрационного лотка.

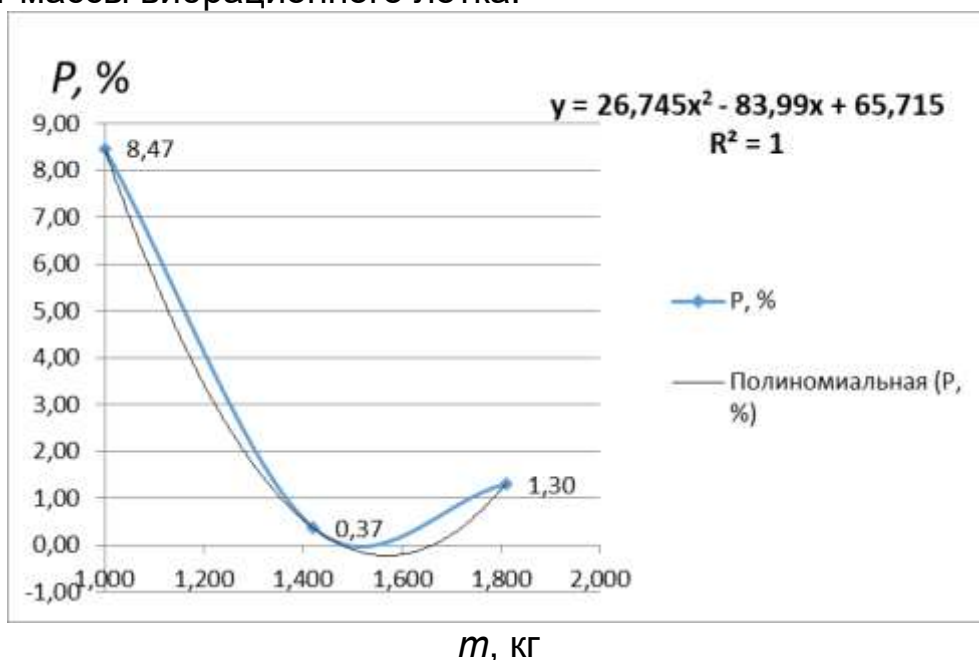


Рисунок 2 – Зависимость равномерности подачи зерна  $P$  от массы  
217

## вибросистемы $m$

Таким образом, проведенные исследования зависимости равномерности подачи зерна от массы вибросистемы (рис. 2) показывают, что масса вибросистемы оказывает существенное влияние на равномерность подачи зерна и удовлетворяет агротехническим требованиям при достижении массы более 1,26 кг. При этом: отклонение от нормы высева не превышает  $\pm 3\%$ [7], подача составляет не менее  $10 \text{ кг/с} \cdot 10^{-3}$ , а удельный расход энергии не выше  $2,1 \text{ Вт} \cdot \text{с/кг}$ .

### *Литература*

1. Баженов, В. А. Результаты экспериментальных исследований вибрационного отделителя примесей из зерна / В. А. Баженов, А. А. Мякишев, В. А. Петров, О. С. Федоров, В. И. Широбоков // Вестник НГИЭИ.- 2016. - № 12 (67). - С. 27-35.

2. Байтуков, Р. С. Исследования вибрационного уловителя примесей для дробилок зерна / Р. С. Байтуков, В. И. Широбоков, А. А. Мякишев, В. А. Баженов // Теория и практика - устойчивому развитию агропромышленного комплекса : материалы Всерос. науч.-практ. конф. – Ижевск, 2015. С. 158-162.

3. Булавинцев, Р. А. Анализ конструкций посевных комплексов / Р. А. Булавинцев, А. В. Волженцев // Агротехника и энергообеспечение. - 2021. - № 1 (30). - С. 90-98.

4. Леонтьев, П. И. Вибрационные машины и процессы в животноводстве. Основы теории и расчета: учебное пособие / П. И. Леонтьев, И. Я. Федоренко. - Барнаул, 1987 - 88 с.

5. Широбоков, В. И. Предварительные исследования вибродозатора сухих рассыпных кормов / В. И. Широбоков, О. С. Федоров, А. А. Мякишев, В. А. Петров // Технологические тренды устойчивого функционирования и развития АПК : материалы Междунар. науч.-практ. конф. - Ижевск, 2021. - С. 68-72.

6. <http://www.stud.wiki/>

© Широбоков В.И., Федоров О.С., Первушин В.Ф. 2021

УДК 635.21:631.5

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА  
КАРТОФЕЛЕКОПАТЕЛЕЙ НА ПРИМЕРЕ КТН-2В**  
**Первушин В.Ф. - д.т.н, профессор; e-mail: pervushin54@mail.ru**  
**Салимзянов М.З. - к.т.н, доцент; e-mail:**  
**Касимов Н.Г.- к.т.н, доцент; e-mail:**  
**Шинкаренко С.Р. – магистрант; e-mail:**

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

**Аннотация:** одним из способов повышения производительности и снижения энергетических затрат при уборке картофеля является комбинированное использование различных рабочих органов. Такое комбинированное применение рабочих органов позволяет корректировать процесс сепарации вороха и повысить эффективность работы агрегата. На картофелекопатель КТН-2В для сепарации вороха планируется использовать на ряду, с прутковым элеватором, устройство грохотной конструкции. Для обоснования режимов работы грохота необходимо выявить оптимальные условия, при которых ворох, перемещаясь вверх по решетку, будет интенсивно сепарироваться, а клубни отделяться от почвы.

**Ключевые слова:** картофель, грохот, амплитуда, частота.

**IMPROVING THE EFFICIENCY OF THE WORKFLOW  
POTATO DIGGERS ON THE EXAMPLE OF KTN-2B**

***Pervushin V.F. - Doctor of Technical, professor; e-mail:  
pervushin54@mail.ru***

***Salimziynov M.Z. - PhD of Technics, associate professor,***

***Kasimov N.G. - PhD of Technics, associate professor,***

***Chinkarenko S.R. - post-graduate student***

***Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia***

**Abstract:** one of the ways to increase productivity and reduce energy costs when harvesting potatoes is the combined use of various working bodies. This combined use of working bodies allows you to adjust the process of separation of the pile and increase the efficiency of the unit. On the potato digger KTN-2B, it is planned to use a grommet construction device in a row with a bar elevator for the separation of the pile. To justify the modes of operation of the screen, it is necessary to identify the optimal conditions under which the heap, moving up the solution, will be intensively separated, and the tubers will be separated from the soil.

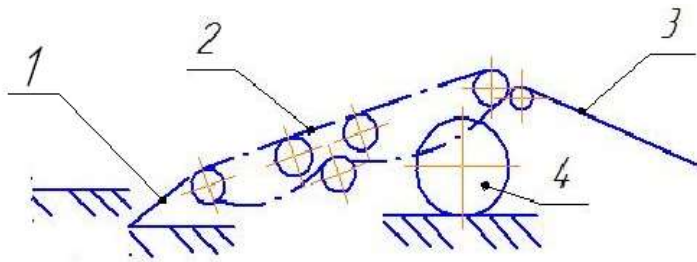
**Keywords:** potato, rumble, amplitude, frequency.

**Цель совершенствования конструкции**– повышение качества рабочего процесса (увеличение полноты выкапывания картофеля, снижение повреждения клубней), надежности и производительности, металлоемкости и себестоимости картофелекопателя.

**Задачи исследований** –разработать конструкцию картофелекопателя с использованием стеклопластиковых прутков на элеваторах копателя

**Результаты исследований.**

Цель достигается путем замены стальных прутков элеватора 2 (рис. 1) стеклопластиковыми, изготовленными из арматурных прутков типа АСП-12, а так же заменой каскадного элеватора на грохот.



1-лемех; 2- основной элеватор; 3- грохот; 4 – опорное колесо.  
 Рисунок 1- **Схема модернизированного картофелекопателя**

На рисунке 1 изображена схема модернизированного копателя, принцип работы которого следующий: подрезанный лемехами 1 пласт почвы гребня поступает на основной элеватор 2 машины. Во время перехода на элеватор пласт подвергается крошению за счет разности поступательной скорости трактора и скорости полотна элеватора 2. На основном элеваторе 2 часть поступившей почвы просеивается через просветы между прутками. Для ускорения просеивания почвы рабочая ветвь основного элеватора имеет вертикальное встряхивание, осуществляемое встряхивателями эллиптической формы. Не просеявшаяся масса почвы с клубнями картофеля и ботвой, с основного элеватора поступает, не меняя своей траектории движения на грохот 3, который, совершая возвратно-поступательное движение, дополнительно просеивает почву. Не просеявшиеся комки почвы, клубни картофеля и ботва выкладываются на поверхность поля по следу машины с высоты не более 20-30 сантиметров . [1,2, 3, 4,5,6].

Для наглядного рассмотрения и дальнейшего проектирования была создана 3D модель улучшенного картофелекопателя, она показана на рисунке 2.

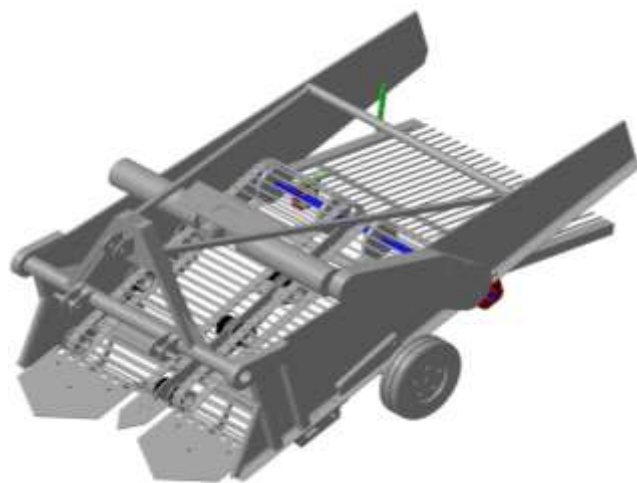


Рисунок 2 - 3D модель модернизированного картофелекопателя

**Вывод:** Преимущества пруткового элеватора изготовленного из

стеклопластиковых прутков:

- при замене стальных прутков элеватора на стеклопластиковые вес элеватора уменьшается в 4 раза, что позволяет экономить на трудозатратах при сборке картофелекопателя, на транспортных, и эксплуатационных расходах, а также позволяет агрегатировать с тракторами меньшего тягового класса;
- арматурные стеклопластиковые прутки не подвергаются коррозии;
- прочность на разрыв стеклопластикового прутка примерно в 2-3 раза выше, чем у стального прутка (зависит от производителя);
- стоимость стеклопластиковой арматуры на 20% ниже стоимости стальной арматуры без учёта транспортных расходов;
- модуль упругости стеклопластиковой арматуры меньше чем у стальной в 4 раза, что положительно сказывается на качестве рабочих процессов (лучше отделяются клубни картофеля от вороха);
- исполнение стеклопластиковой арматуры в виде стержня со спиралеобразной навивкой вокруг него позволяет применять копатель на тяжелых, сильно засоренных участках.

Преимущества применения грохота взамен каскадного элеватора:

- клубни картофеля, перемещаясь с основного элеватора на грохот дополнительно очищаются от вороха, укладываются на землю с меньшей высоты не более 20-30 сантиметров;
- более полное отделение клубней картофеля от вороха;
- облегчение конструкции.

### *Литература*

1. Первушин, В. Ф. Особенности усовершенствованной технологии возделывания картофеля в Удмуртии / В. Ф. Первушин, В. Г. Медведев, М. З. Салимзянов, [и др.] // Картофель и овощи: научно-производственный журнал.– 2004.– №1.– С. 19-21.

2. Патент №158737 U1 Российская Федерация, МПК А01D 13/00. Картофелекопатель: №2015119094/13:заявл. 20.05.15 ;опубл. 20.01.16 / В. Ф.Первушин, А. Г. Левшин, М. З. Салимзянов, и др.//Бюл. № 2. – 9с.

3. Патент №2224394 Российская Федерация, МПК А01В 49/02. / Комбинированное почвообрабатывающее орудие :№ 2001106872 : заявл. 13.03.01 ; опубл. 27.02.04 / В. Ф. Первушин, В. Г. Медведев, Ю. Г. Корепанов, и др. // Бюл. № 6.

4. Патент №2388199 С2 Российская Федерация, МПК А01В21 / Ротационный рыхлитель : № 2008114768/12; заявл. 15.04.08 :опубл. 10.05.10 / В. Ф.Первушин, М. З. Салимзянов, И. Ш. Фатыхов, и др.// Бюл. № 13. – 8 с.

5. Патент №2473196 С2 Российская Федерация, МПК А01В39/00, А01В35/00 /Культиватор для ухода за растениями картофеля : № 2011109342/13:заявл. 11.03.11 ; опубл. 27.01.13 / В. Ф.Первушин,М. З. Салимзянов, И. Ш. Фатыхов // Бюл. № 3. – 6 с.

6. Первушин, В. Ф. Применение стеклопластиковых прутков на элеваторах картофелеуборочных машин / В. Ф. Первушин, М. З. Салимзянов, Н. Г. Касимов, [и др.] // Вестник ИжГСХА.– 2015.– № 3 (44).– С. 43-47.

© Первушин В.Ф., Салимзянов М.З.,  
Касимов Н.Г., Шинкаренко С.Р. 2021

УДК 621.431.06-049.32

**РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕРМОСТОЙКОСТИ  
ЗАЩИТНО-ВОССТАНОВИТЕЛЬНЫХ КЕРАМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ**

*Волков К.Г. – аспирант; e-mail: wolkow-kirill@mail.ru*

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

**Аннотация:** использование природного газа в качестве топлива автотракторных двигателей приводит к преждевременному выходу их из строя. Особенно большое влияние оказывается на клапана механизма газораспределения. Для увеличения срока службы клапана разработано несколько образцов защитных покрытий, которые также могут быть использованы и в ремонтном производстве при наплавке изношенной рабочей фаски клапана. Основным параметром, определяющим срок службы покрытия, является термостойкость. В данной работе представлены результаты исследований термостойкости защитно-восстановительных покрытий и проведен анализ полученных данных. Выбраны образцы с наибольшей стойкостью к высокотемпературному окислению.

**Ключевые слова:** термостойкость, защитно-восстановительное покрытие, керамические покрытия.

**RESULTS OF STUDIES OF THERMAL RESISTANCE OF  
PROTECTIVE-RESTORING CERAMIC COATINGS**

*Volkov K.G., post-graduate student;*

*e-mail: wolkow-kirill@mail.ru*

*Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia*

**Annotation:** the use of natural gas as fuel for automotive engines leads to their premature failure. A particularly great influence is exerted on the valves of the gas distribution mechanism. To increase the service life of the valve, several samples of protective coatings have been developed, which can also be used in repair production when surfacing a worn-out working chamfer of the valve. The main parameter determining the service life of the coating is heat resistance. This paper presents the results of studies of the heat resistance of protective and restorative coatings and analyzes the data obtained. The samples with the highest resistance to high-temperature oxida-

tion were selected.

**Keywords:** heat resistance, protective and restorative coating, ceramic coatings.

Актуальность. Стоимость бензинового, дизельного топлива увеличивается высокими темпами. [1] Для сокращения затрат на топливо, организации, эксплуатирующую автомобили и трактора, оснащенными двигателями внутреннего сгорания (ДВС), стремятся перевести имеющийся парк на газомоторное топливо. В результате этого у моторостроительных предприятий появились предложения двигателей, подготовленных к работе на компримированном либо сжиженном природном газе. Но при этом конструкция силовых агрегатов, материалы деталей являются унифицированными на 95%. К ним также относятся механизм газораспределения, включая клапана. [2] В результате возросших температур в камере сгорания, стандартные клапана выходят из строя более чем на 50% раньше заявленного срока. Особенно данная тенденция характерна для дизельных двигателей, так как температура в камере сгорания при использовании природного газа увеличивается на 30...35%. [3, 4]

Исходя из вышесказанного, основной целью данного исследования является получение данных о термостойкости защитно-восстановительных керамических покрытиях.

*Материалы и методы исследований.* В качестве испытуемых образцов использовались материалы, описанные в источниках [5, 6, 7, 8, 9]. Данные материалы наносились на стальные образцы методом лазерной наплавки, описанным в [10]. В испытаниях использовались две группы материалов. В группу 1 входили материалы с основным легирующим компонентом  $ZrO_2$ , в группу 2 входили материалы с основным легирующим элементом SiC. В каждую группу входило 5 образцов с разным содержанием легирующих компонентов.

Термостойкость испытуемых материалов определялась путем регистрации изменения масс образцов после каждого цикла температурного нагружения. Испытания проводились при постоянной температуре 500 °С и 700 °С. При первом этапе эксперимента в разогретую до 500 °С печь СНОЛ 1.6.2.5.1/9-ИЗ загружались испытуемые образцы и выдерживались в течении 60 мин при заданной температуре. Затем отключалось питание и происходило остывание деталей до 70 °С. После чего производился замер масс образцов с использованием весов ВЛТЭ-310. Полученные данные фиксировались, затем цикл повторялся. Второй этап эксперимента проводился при температуре 700 °С. Для каждого этапа эксперимента было выполнено 7 циклов.

Полученные результаты обрабатывались и анализировались с использованием программы MS Excel.

*Результаты и обсуждения.* В таблице 1 приведены результаты испытаний при 500 °С и при 700 °С. В них отображены лишь те образцы, которые представляют интерес для дальнейших исследований. Испыту-

емые образцы, не включенные в данный перечень, показали отрицательные результаты после первого или второго цикла испытаний.

Таблица 1 – Результаты испытаний термостойкости образцов

| <b>Результаты испытаний при 500 °С</b> |                                   |                          |                          |                          |                          |
|--|-----------------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| <b>№ опыта</b>                         | <b>Группа 1 (ZrO<sub>2</sub>)</b> |                          |                          | <b>Группа 2 (SiC)</b>    |                          |
|  | <b>Образец №2, м, г.</b>          | <b>Образец №3, м, г.</b> | <b>Образец №4, м, г.</b> | <b>Образец №3, м, г.</b> | <b>Образец №5, м, г.</b> |
| 0*                                     | 149,370                           | 150,416                  | 149,059                  | 162,707                  | 162,775                  |
| 1                                      | 149,260                           | 150,465                  | 149,053                  | 162,749                  | 162,827                  |
| 2                                      | 149,413                           | 150,449                  | 149,046                  | 162,735                  | 162,819                  |
| 3                                      | 149,413                           | 150,459                  | 149,056                  | 162,740                  | 162,815                  |
| 4                                      | 149,388                           | 150,461                  | 149,040                  | 162,738                  | 162,812                  |
| 5                                      | 149,425                           | 150,456                  | 149,054                  | 162,738                  | 162,800                  |
| 6                                      | 149,420                           | 150,463                  | 149,070                  | 162,732                  | 162,814                  |
| 7                                      | 149,418                           | 150,469                  | 149,071                  | 162,730                  | 162,822                  |
| <b>Результаты испытаний при 700 °С</b> |                                   |                          |                          |                          |                          |
| 0*                                     | 149,370                           | 150,416                  | 149,059                  | 162,707                  | 162,775                  |
| 1                                      | 149,260                           | 150,465                  | 149,053                  | 162,749                  | 162,827                  |
| 2                                      | 149,413                           | 150,449                  | 149,046                  | 162,735                  | 162,819                  |
| 3                                      | 149,413                           | 150,459                  | 149,056                  | 162,740                  | 162,815                  |
| 4                                      | 149,388                           | 150,461                  | 149,040                  | 162,738                  | 162,812                  |

\* В строках приведены значения масс образцов до начала эксперимента.

*Результаты испытаний при 500 °С.* Верхний экстремум для образца №2 группы 1 приходится на 6-ой цикл испытаний. На седьмом цикле заметен спад. Для образца №3 группы 1 данная картина повторяется, но максимум приходится на 5-ый цикл. Образец №4 группы 1 ведет себя противоположно №2 и 3 группы 1. Изначально масса уменьшается, на третьем цикле достигает минимума, затем стремительно увеличивается.

Наилучшие результаты в группе 2 показали материалы под номерами 3 и 5. Для образца № 3 характерно нарастание массы до 4-го цикла, затем наблюдается спад. Образец № 5 обладает менее интенсивным процессом изменением массы, что свидетельствует о низких скоростях изменения структуры покрытия в приграничном районе.[12]

*Результаты испытаний при 700 °С.* Второй этап эксперимента был окончен при 4 циклах термонагружения. Это связано с видимыми нарушениями структуры покрытия образцов.

Образец №2 группы 1 имеет незначительные средние значения изменения массы. Однако поочередное расположение контрольных точек выше или ниже средних значений говорит о нестабильном состоянии покрытия. Для образцов №3 и 4 видна зависимость, при которой после второго цикла испытаний происходит резкое увеличение массы.



Для образца №3 группы 2 характерно монотонное уменьшение массы. У образца №5 группы 2 существует верхний экстремум после первого цикла испытаний.

*Обсуждение результатов.* Постепенное нарастание массы образца говорит об образовании оксидной пленки на его поверхности, которая защищает покрытие от дальнейшего разрушения. Последующий спад значения массы свидетельствует о диффузии газообразных продуктов окисления покрытия через оксидную пленку. Данный вариант событий является наиболее благоприятным при разработке и испытании материалов защитно-восстановительного покрытия. Наличие монотонного, незначительного уменьшения массы также является благоприятным исходом эксперимента, так как в структуре покрытия не происходит структурных изменений и не происходит образование дефектов кристаллической решетки. Монотонное резкое увеличение массы является свидетельством разрушения материала. В данном случае происходит окисление не только приграничного слоя, но и всей толщины покрытия, что приводит к образованию дефектов структуры, ослаблению кристаллической связи исходных элементов. Также данная характеристика схожа для случая изменения массы представляющего собой параболу, ветви которой направлены вверх. Циклическое изменение (увеличение-спад-увеличение и т. д.) свидетельствует об образовании оксидной пленки, ее разрушении и отслоении совместно с частью покрытия, нарастании новой пленки и т. д. В данном случае происходит постепенное уменьшение толщины покрытия вплоть до его исчезновения.[11, 12]

*Выводы.* В данной работе проведены испытания образцов с керамическими защитно-восстановительными покрытиями. Определены параметры для двух групп испытуемых материалов (группа 1 - основной легирующий компонент диоксид циркония ( $ZrO_2$ ); группа 2 – основной легирующий элемент карбид кремния ( $SiC$ )). По полученным данным составлены таблицы изменения масс образцов в зависимости от цикла испытаний. По результатам анализа и сравнения наиболее стойкими материалами являются №2 из группы 1 и №3 из группы 2. Данные образцы имеют наименьшие изменения структуры и массы покрытия. В дальнейших исследованиях возможно создание композиций на основе данных материалов, которые позволят защитить рабочую поверхность клапанов автотракторных двигателей, работающих на газомоторном топливе.

### **Литература**

1. Средние потребительские цены на бензин автомобильный и дизельное топливо по Российской Федерации // Федеральная служба государственной статистики: интернет портал. – URL: [https://rosstat.gov.ru/storage/mediabank/160\\_01-09-2021.html](https://rosstat.gov.ru/storage/mediabank/160_01-09-2021.html). – Дата публикации: 01 сентября 2021.

2. Мордовцев, Н. Н. Газовые двигатели ЯМЗ: вектор газа / Н. Н. Мордовцев // За рулем : электронный журнал. – URL:

<https://www.zr.ru/content/articles/905423-vektor-gaza/>. – Дата публикации 16 февраля 2017.

3. Колодочкин, М. В. Попутный газ / М. В. Колодочкин, А. Ю. Шабанов // За рулем: электронный журнал. – URL: [https://www.zr.ru/content/articles/16577-poputnyj\\_gaz/](https://www.zr.ru/content/articles/16577-poputnyj_gaz/). - Дата публикации: 01 октября 2008.

4. Попов, Д. А. О целесообразности применения аустенитного марганцовистого чугуна для седел клапанов ДВС, работающих на газомоторном топливе / Д. А. Попов, И. Е. Поляков, А. И. Третьяков // Современные проблемы науки и образования. – 2014. - № 2. – С. 10 – 18.

5. Ipatov, A. G. Modification of the Bearing Interfaces of a TKR7C-6 Turbocharger / A. G. Ipatov, E. V. Kharanzhevskii, A. G. Ivanov // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – 2020. – Т. 49. – №. 6. – С. 545-549.

6. Kharanzhevskiy, E. V. Tribological performance of boron-based superhard coatings sliding against different materials / E. V. Kharanzhevskii, A. G. Ipatov, A. V. Makarov [et al.] // Wear. – 2021. – С. 203835.

7. Ипатов, А. Г. Трибологические показатели упрочняющих и восстановительных керамических покрытий на основе карбида бора / А. Г. Ипатов, Е. В. Харанжевский, С. Н. Шмыков, К. Г. Волков // Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2021. – № 7. – С. 12-19.

8. Ипатов, А. Г. Механические и трибологические свойства защитно-восстановительных покрытий рабочей фаски клапанов двигателей внутреннего сгорания / А. Г. Ипатов, К. Г. Волков, Е. В. Харанжевский // Технический сервис машин. – 2021. – № 2(143). – С. 135-143.

9. Ипатов, А. Г. Анализ трибологических параметров защитно-восстановительных покрытий рабочей фаски клапанов автотракторных двигателей / А. Г. Ипатов, К. Г. Волков // Технологические тренды устойчивого функционирования и развития АПК : материалы Междунар. науч.-практ. конф., посвященной году науки и технологии в России, Ижевск, 2021. – С. 28-32.

10. Патент № 2443506 С2 Российская Федерация, МПК В22F 3/105. Способ изготовления покрытия на изделии методом послойного лазерного синтеза : № 2010113121/02 : заявл. 05.04.2010 : опубл. 27.02.2012 / Е. В. Харанжевский, А. Г. Ипатов, П. К. Галенко [и др.] ; заявитель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Удмуртский государственный университет" (УдГУ).

11. Пахомов, Е. П. Взаимодействие диоксида циркония с кислородом и его дефектная структура / Е. П. Пахомов // Теплофизика высоких температур. – 2005. – Т. 43. – № 4. – С. 556-567.

12. Ивенин, С. В. Быстрое термическое окисление карбида кремния / С. В. Ивенин, Ф. Ю. Крестьянсков // Огарёв-Online. – 2014. – № 3(17). – С. 7.

© Волков К.Г. 2021

УДК 621.43-049.32:621.793

## **ОСОБЕННОСТИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ СОПРЯЖЕНИЙ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ДВС**

*Ипатов А.Г. - к.т.н, доцент; e-mail: Ipatow.al@yandex.ru;*

*Шмыков С.Н., - к.э.н., доцент*

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

**Аннотация:** в рассматриваемой работе проанализированы особенности изнашивания подшипниковых сопряжений современных турбокомпрессоров для двигателей внутреннего сгорания. В результате анализа выявлено, что основной механизм изнашивания контактирующих поверхностей носит адгезионный характер. По этой причине, предложена технология повышения работоспособности подшипникового сопряжения с использованием керамических материалов.

**Ключевые слова:** турбокомпрессор, подшипниковый узел, ресурс, износостойкость, сочетание материалов.

## **FEATURES OF RECOVERY OF BEARING COUPLINGS OF TURBOCHARGERS OF ENGINES**

*Ipatov A.G. - PhD of Technics, associate professor; e-mail:*

*Ipatow.al@yandex.ru;*

*Shmykov S.N., PhD of Economic, associate professor*

*State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia*

**Abstract:** In this paper, the wear characteristics of bearing interfaces of modern turbochargers for internal combustion engines are analyzed. As a result of the analysis, it was revealed that the main mechanism of wear of the contacting surfaces is adhesive in nature. For this reason, a technology is proposed to improve the performance of the bearing coupling using ceramic materials.

**Keywords:** turbocharger, bearing assembly, resource, wear resistance, combination of materials.

### *Актуальность*

Ресурс современных турбокомпрессоров составляет порядка 60-70% ресурса двигателя, что определяет необходимость промежуточного ремонта, в противном случае КПД использования двигателя сокращается на 15-40%. Опыт эксплуатации турбокомпрессоров показывает, что данный агрегат является наименее долговечным узлом. К наиболее уязвимым узлам турбокомпрессора относятся вал турбины и подшипниковые сопряжения. В условиях эксплуатации вал турбины испытывает циркуляционные нагрузки до 200000 об/мин, а лопасти колес турбины и компрессора температурный перепад свыше до 800<sup>0</sup>С. Высокие динамические и температурные нагрузки приводят к повышенному износу под-

шипникового сопряжения. Анализ изношенных поверхностей вала турбины показывает преимущественно адгезионный характер изнашивания контактирующих поверхностей[5]. Исходя из этого, нами в данной работе, предложена технология повышения стойкости подшипникового сопряжения к адгезионному изнашиванию за счет оптимизации пары трения.

### Теоретические предпосылки

На интенсивность изнашивания контактирующих тел определяющее влияние оказывает форма структуры поверхности деталей[2]. Как известно, на поверхности возможно создание структур первого и второго рода, которые характеризуют твердые растворы и химические соединения соответственно. Исследованиями, проведенными в работе[4] доказано, что оптимальное сочетание материалов в сопряжении наблюдается при условии, когда одна из поверхностей представляет собой структуру 1-го рода, а другая - структуру 2-го рода (рис. 1).



Нежелательное сочетание материалов наблюдается при формировании на поверхностях трения первичных и вторичных структур, что соответствует 1 и 5 участкам. При этом стабильно минимальное значение коэффициента трения наблюдается на 3 и 4 участках, когда на поверхностях трения реализуются различные типы структур. Таким образом, оптимальным сочетанием материалов являются поверхности

Рисунок 1 – Динамика изменения коэффициента трения в зависимости от нагрузки при разных сочетаниях структур на поверхностях трения

реализующие первичные и вторичные структуры.

### Методика исследований

Для обеспечения стабильности структур на поверхностях трения во всем диапазоне температур эксплуатации необходимы материалы устойчивые против термической активации. К таким материалам можно отнести керамические структуры, характеризующиеся высокой твердостью, прочностью и термостойкостью. Однако известно[1], что керамические материалы негативно влияют на коэффициент трения в силу низкой «податливости» структуры и приводят к интенсивному механическому изнашиванию. Для снижения негативного влияния керамических ма-

териалов на интенсивность изнашивания нами предложена металлическая композиция на основе карбида бора, дополнительно легированная оксидами магния и лития. Целесообразность применения этих материалов в композиции обоснована в работе [1,2].

Для определения влияния сочетания материалов на работоспособность в подшипниках скольжения в условиях высоких температур нами были выполнены лабораторные исследования по методике, указанной в работах [3,4]. В ходе исследований контролировали коэффициент трения.

#### *Результаты исследований и их обсуждение*

Оптимизированный состав порошковой композиции по параметру коэффициента трения представлен в работе [2]. Керамическое покрытие на поверхность вала наносили методом короткоимпульсной лазерной обработкой в защитной среде [6]. Толщина покрытия составила 35 мкм, микротвердость структуры 9,8 ГПа. Покрытие подвергли абразивной обработке с последующим алмазным выглаживанием до достижения шероховатости Ra0,16. Для определения работоспособности сопряжения на основе керамического покрытия произвели сравнительные трибологические исследования со стандартным подшипниковым сопряжением «закаленная сталь-бронза» по вышеуказанной методике (рис.2).

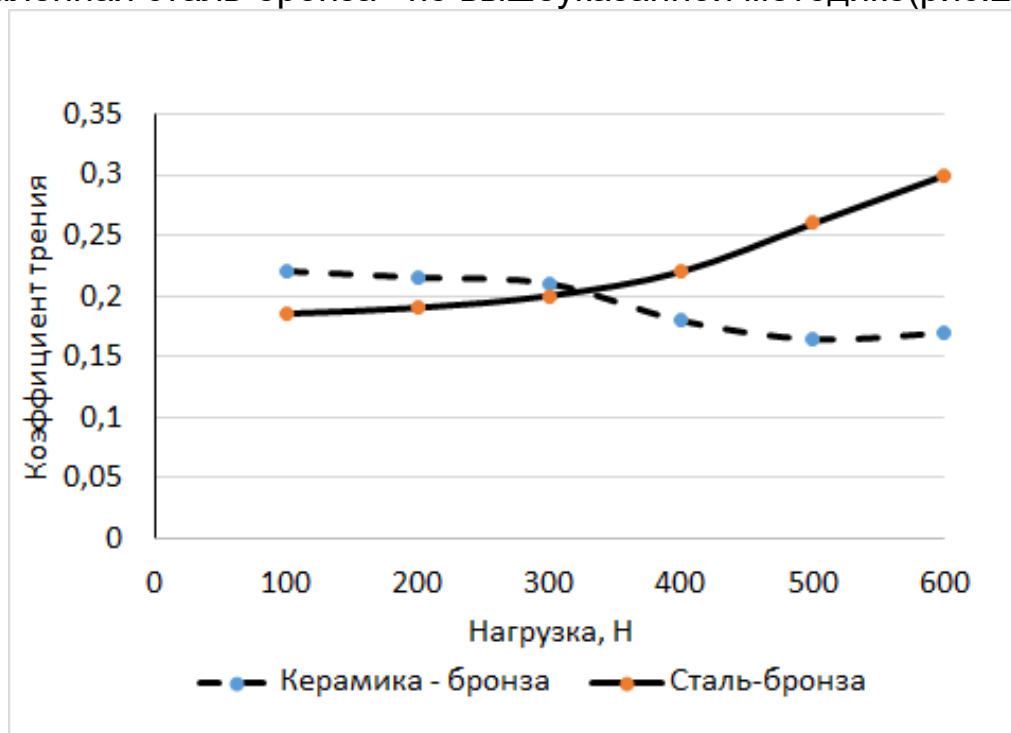
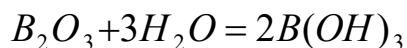


Рисунок 2- Сравнительная характеристика коэффициента трения

В первоначальный период испытаний коэффициент трения пары трения «Сталь-бронза» ниже коэффициента трения анализируемой пары трения «Керамика – бронза». Более низкий коэффициент трения объясняется повышенной деформацией микронеровностей контактирующих поверхностей, что приводит к интенсивной стабилизации эффек-

тивной площади контакта с понижением коэффициента трения и процессов изнашивания. С другой стороны, с повышением динамического нагружения у сравниваемой пары трения наблюдается скачкообразное увеличение коэффициента с последующим процессом схватывания (при нагрузке в 480-500 Н). У исследуемого покрытия с повышением динамического нагружения наблюдается значительное снижение коэффициента трения. Необходимо отметить, что низкие значения коэффициента трения сохранялись даже при развитии достаточно высоких температур в зоне контакта (400...500 °С). В работе [7] показано, что основным механизмом изнашивания покрытия из карбида бора является образование оксида бора  $B_2O_3$  в результате взаимодействия с кислородом в окружающей среде. В результате формируется аморфный оксид с температурой плавления 450 °С. В работе [8] показано, что при наличии воды в окружающей среде, даже в крайне малых количествах (несколько ppm), возникает процесс образования борной кислоты с температурой плавления 170 °С по реакции



При этом все продукты реакции имеют низкую температуру плавления. В результате на поверхности трения образуется тонкий слой стеклообразной/жидкой массы из продуктов реакции, что объясняет сохранение низкого коэффициента трения при развитии высоких температур в зоне контакта.

### *Выводы*

В работе представлены результаты исследования работоспособности модифицированного подшипникового сопряжения. Из результатов исследования следует, что при повышенных температурных режимах эксплуатации у модифицированного сопряжения наблюдается значительное снижение коэффициента трения за счет формирования устойчивого антифрикционного слоя. Снижение коэффициента трения положительно сказывается на интенсивности изнашивания и на ресурсе подшипникового сопряжения. Результаты исследований могут быть использованы в условиях производства и ремонта турбокомпрессоров.

### *Литература*

1. Адамовский, А. А. Триботехнические характеристики сверхтвердых материалов на основе кубического нитрида бора / А. А. Адамовский, А. Д. Костенко, В. Т. Варченко // Адгезия расплавов и пайка материалов. - 2015. - Вып. 48. – С. 108 - 116.
2. Ипатов, А. Г. Трибологические показатели упрочняющих и восстановительных керамических покрытий на основе карбида бора / А. Г. Ипатов, Е. В. Харанжевский, С. Н. Шмыков, К. Г. Волков // Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2021. – № 7. – С. 12-19.
3. Ипатов, А. Г. Механические и трибологические свойства защитно-восстановительных покрытий рабочей фаски клапанов двигателя

лей внутреннего сгорания / А. Г. Ипатов, К. Г. Волков, Е. В. Харанжевский // Технический сервис машин. – 2021. – № 2(143). – С. 135-143.

4. Ипатов, А. Г. Повышение износостойкости подшипников скольжения сверхтвердыми материалами / А. Г. Ипатов // Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2019. – №10. – С. 16–20.

5. Стрелков, С. М. Некоторые проблемы восстановления подшипниковых сопряжений турбокомпрессоров / С. М. Стрелков, А. Г. Ипатов, А. Н. Давыдов // Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии. – 2014. - №1(38). – С. 32 – 34.

6. Kharanzhevskiy, E. V. Tribological performance of boron-based superhard coatings sliding against different materials / E. V. Kharanzhevskii, A. G. Ipatov, A. V. Makarov [et al.] // Wear. – 2021. – С. 203835.

7. Harris, S. J. Abrasion and chemical - mechanical polishing between steel and a sputtered boron carbide coating / S. J. Harris, G. Harris, G. Krauss, S. Simko // Wear 252 (2002).- P 161–169.

8. Meschter P. J. Water Vapor–Mediated Volatilization of High-Temperature Materials / P. J. Meschter, E. J. Opila, N. S. Jacobson // Annu. Rev. Mater. Res. 2013.43:559-588.

© ИпатовА.Г., ШмыковС.Н., 2021

УДК 539.3

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО МАКРОРЕЛЬЕФА  
ПЕРЕХОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ УГЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ  
ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

*Дородов П.В. – д.т.н., доцент; e-mail: pvd80@mail.ru  
Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

**Аннотация:** статья посвящена актуальной проблеме повышения конструкционной надежности машин на стадии проектирования путем оптимизации формы переходных поверхностей деталей.

**Ключевые слова:** оптимальная форма, деталь, прочность, надежность.

**DESIGNING THE OPTIMAL MACRORELIEF  
TRANSITION SURFACES OF CORNER ELEMENTS  
MACHINE PARTS**

*Dorodov P.V.– Doctor of Technical, associate professor; e-mail:  
pvd80@mail.ru*

*Izhevsk State Agricultural Academy", Izhevsk, Russia*

**Abstract:** the article is devoted to the actual problem of increasing the structural reliability of machines at the design stage by optimizing the shape of the transition surfaces of parts.

**Keywords:** optimal shape, detail, strength, reliability.

Детали машин и элементы конструкций часто имеют концентраторы напряжений в виде прямоугольных стыков [1-3]. При действии изгибной нагрузки в поперечных сечениях таких деталей возникают наибольшие местные напряжения, которые могут превысить предельные значения, что приведет к возникновению остаточной деформации или хрупкому излому и, как следствие, отказу машины или ее узлов [4-6]. Для повышения конструкционной надежности машин необходимо снижать наибольшие местные напряжения путем оптимального проектирования формы деталей в местах резкого изменения их геометрии [7-12].

Целью исследований является разработка математической модели оптимального проектирования поверхности детали в угловых зонах.

Проектирование выполняется по методике, представленной в [10]. Оптимизация поверхности изделия в угловых зонах проводится из условия локальной равнопрочности. Условие равнопрочности для функции распределения оптимальной толщины  $s$  детали в безразмерных величинах можно записать [10]:

$$s = \frac{\tau_{max}}{\sigma_H} = 0,5 \text{ или в менее строгом виде } - s = \frac{\tau_{max}}{\sigma_H} \rightarrow 0,5,$$

где  $s$  – нормальная к срединной плоскости  $xz$  координата поверхности детали, характеризующая ее толщину;  $\tau_{max}$  – расчетные максимальные касательные напряжения в срединной плоскости углового элемента детали;  $\sigma_H$  – номинальное значение нормальных напряжений при чистом изгибе без концентратора напряжений.

На рисунке 1 представлена расчетная схема срединной поверхности прямоугольного элемента детали при изгибе.



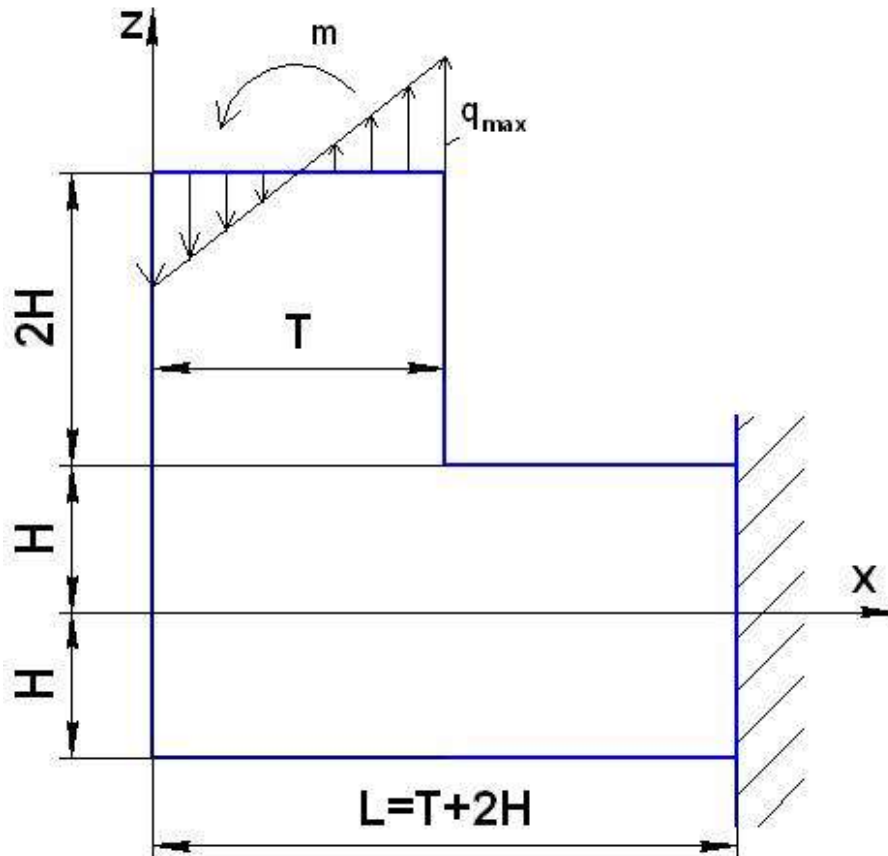


Рисунок 1 – Расчетная схема углового элемента детали при изгибе

Здесь номинальные напряжения определяются:

$$\sigma_n = \frac{4q_{max}}{3\pi}$$

По методике расчета оптимальной формы детали разработана компьютерная программа в пакете Maple. Ниже представлен ее текст.

1. Задать исходные данные для расчетной схемы (пример).

1.1 Геометрические параметры:

параметр ширины углового сечения  $t = T/T = 1$ ,

>t:=1:

параметры габаритов детали:  $h = H/T = n1 * t$ ,

>h:=n1\*t:

>n1:=1/2:

$l = L/T = (T + 2H)/T = n2 * t$ ,

>l:=n2\*t:

>n2:=2:

1.2 Параметры нагрузки:

коэффициент нагрузки без учета концентрации на контуре детали,

$q = q_{max}/q_{max} = 1$ ,

>q:=1:

изгибающий момент в срединной плоскости xz без учета концентрации напряжений, приходящийся на единицу толщины детали,

>m:=1/6\*t^2\*q:

### 1.3 Упругие постоянные:

коэффициент Пуассона

>nu:=0.3:

>epsilon:=(1-2\*nu)/2/(1-nu):

2. Представить напряжения в плоскости xz в тригонометрических рядах.

>sigmazf:=sigmaz0-

(Sum(lambda^2\*(C1\*cosh(lambda\*z)+C2\*sinh(lambda\*z)+C3\*z\*cosh(lambda\*z)+C4\*z\*sinh(lambda\*z))\*cos(lambda\*x), n=1..30))-

(Sum(lambda^2\*(C5\*cosh(lambda\*z)+C6\*sinh(lambda\*z)+C7\*z\*cosh(lambda\*z)+C8\*z\*sinh(lambda\*z))\*sin(lambda\*x), n=1..30)):

>sig-

maxf:=sigmax0+Sum((((C1\*(lambda^2)\*cosh(lambda\*z)+C2\*(lambda^2)\*sinh(lambda\*z)+C3\*lambda\*(2\*sinh(lambda\*z)+lambda\*z\*cosh(lambda\*z))+C4\*lambda\*(2\*cosh(lambda\*z)+lambda\*z\*sinh(lambda\*z))))\*cos(lambda\*x),

n=1..30))+Sum((((C5\*(lambda^2)\*cosh(lambda\*z)+C6\*(lambda^2)\*sinh(lambda\*z)+C7\*lambda\*(2\*sinh(lambda\*z)+lambda\*z\*cosh(lambda\*z))+C8\*lambda\*(2\*cosh(lambda\*z)+lambda\*z\*sinh(lambda\*z))))\*sin(lambda\*x), n=1..30)):

>tauf:=tau0+Sum((((C1\*(lambda^2)\*sinh(lambda\*z)+C2\*(lambda^2)\*cosh(lambda\*z)+C3\*lambda\*(cosh(lambda\*z)+lambda\*z\*sinh(lambda\*z))+C4\*lambda\*(sinh(lambda\*z)+lambda\*z\*cosh(lambda\*z))))\*sin(lambda\*x), n=1..30))-

Sum((((C5\*(lambda^2)\*sinh(lambda\*z)+C6\*(lambda^2)\*cosh(lambda\*z)+C7\*lambda\*(cosh(lambda\*z)+lambda\*z\*sinh(lambda\*z))+C8\*lambda\*(sinh(lambda\*z)+lambda\*z\*cosh(lambda\*z))))\*cos(lambda\*x), n=1..30)):

>lambda:=2\*n\*Pi/l:

3. Задать коэффициенты рядов.

>sigmaz0:=A0:

>sigmax0:=A0s:

>tau0:=B0:

>C1:=-

((An+Bns)\*(sinh(lambda\*h)+lambda\*h\*cosh(lambda\*h))+lambda\*h\*(Bn-Dn)\*sinh(lambda\*h))/lambda^2/(sinh(2\*lambda\*h)+2\*lambda\*h):

>C2:=-((An-

Bns)\*(cosh(lambda\*h)+lambda\*h\*sinh(lambda\*h))+lambda\*h\*(Bn+Dn)\*cosh(lambda\*h))/lambda^2/(sinh(2\*lambda\*h)-2\*lambda\*h):

>C3:=((An-

Bns)\*cosh(lambda\*h)+(Bn+Dn)\*sinh(lambda\*h))/lambda/(sinh(2\*lambda\*h)-2\*lambda\*h):

>C4:=((An+Bns)\*sinh(lambda\*h)+(Bn-

Dn)\*cosh(lambda\*h))/lambda/(sinh(2\*lambda\*h)+2\*lambda\*h):

>C5:=-((An1+Bns1)\*(sinh(lambda\*h)+lambda\*h\*cosh(lambda\*h))-lambda\*h\*(Bn1-

Dn1)\*sinh(lambda\*h))/lambda^2/(sinh(2\*lambda\*h)+2\*lambda\*h):

>C6:=-((An1-Bns1)\*(cosh(lambda\*h)+lambda\*h\*sinh(lambda\*h))-lambda\*h\*(Bn1+Dn1)\*cosh(lambda\*h))/lambda^2/(sinh(2\*lambda\*h)-

2\*lambda\*h):

```

>C7:=((An1-Bns1)*cosh(lambda*h)-
(Bn1+Dn1)*sinh(lambda*h))/lambda/(sinh(2*lambda*h)-2*lambda*h):
>C8:=((An1+Bns1)*sinh(lambda*h)-(Bn1-
Dn1)*cosh(lambda*h))/lambda/(sinh(2*lambda*h)+2*lambda*h):
>A0:=0:
>An:=8*m/t^3*(2/Pi*ln(sin(lambda*t))/(lambda)):
>An1:=8*m/t^3*(2/Pi*ln(1-(1-cos(lambda*t)))/(lambda)):
>A0s:=0:
>Ans:=0:
>Ans1:=0:
>B0:=8*m/Pi/t^2*epsilon:
>Bn:=8*m/t^2/Pi^2/n*epsilon*(1-cos(lambda*t)):
>Bn1:=8*m/t^2/Pi^2/n*epsilon**sin(lambda*t):
>B0s:=0:
>Bns:=0:
>Bns1:=0:
>D0:=0:
>Dn:=0:
>Dn1:=0:
>In:=Int(sqrt(x/(t-x))*cos(lambda*x), x=0..t):
>In1:=Int(sqrt(x/(t-x))*sin(lambda*x), x=0..t):

```

4. Представить ряды напряжений в плоскости xz в формате числа с плавающей точкой.

```

>sigmaz := evalf[3](sigmazf):
>sigmaх := evalf[3](sigmaхf):
>tau := evalf[3](tauf):

```

6. Рассчитать главные и максимальные касательные напряжения.

```

>sigma1:=(sigmaz+sigmaх)/2+(1/2)*((sigmaz-sigmaх)^2+4*tau^2)^(1/2):
>sigma2:=(sigmaz+sigmaх)/2-(1/2)*((sigmaz-sigmaх)^2+4*tau^2)^(1/2):
>taumax:=(sigma1-sigma2)/2*3*Pi/4:

```

7. Построить оптимальный макрорельеф переходной поверхности прямоугольного стыка детали (рисунок 2).

```

>plot3d(taumax,x = 0 .. 0.98*l,z = -h .. 0.8*h,labeldirections = [HORIZONTAL,
HORIZONTAL, VERTICAL], view = [0.1*t .. l, -h .. 0.8*h,
0..1],axes=FRAME,orientation=[-133,50], labels =["x/t","z/t","s"], thickness=2,
labelfont=[TIMES,BOLD,14], axesfont=[TIMES,BOLD,14], linestyle=SOLID,
style=PATCHCONTOUR, scaling=CONSTRAINED, filled=true);

```

Конец программы.

Реальное распределение толщины детали с концентратором напряжений будет определяться по следующей зависимости

$$S = s^* \cdot s(z/t, z/t).$$

где  $2s^*$  – толщина детали, рассчитанная из условия прочности при коэффициенте концентрации напряжений равному 1 (по приближенным формулам сопротивления материалов).

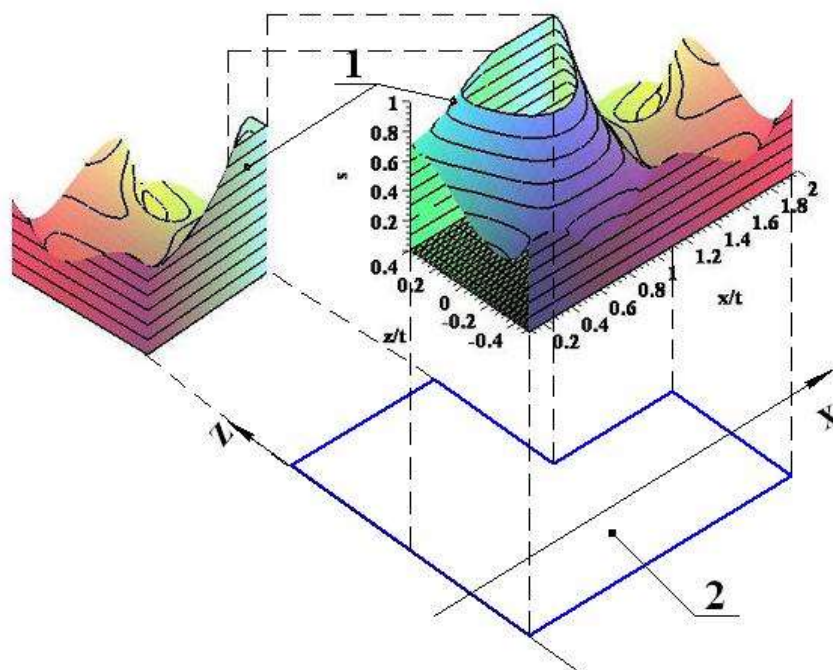


Рисунок 2 – Оптимальный макрорельеф углового элемента детали:  
 1 – оптимальная форма переходной поверхности в угловой зоне детали;  
 2 – срединная поверхность детали

**Вывод.** Разработанная программа для ЭВМ позволяет построить оптимальный профиль переходной поверхности углового элемента детали с коэффициентом концентрации напряжений при изгибе, близким к 1.

### **Литература**

1. Дородов, П. В. Исследование кинематики потока частиц в барабане дробилки ДКР-5М / П. В. Дородов, В. А. Петров, В. А. Бабушкин // Научное обеспечение инженерно-технической системы АПК: проблемы и перспективы : материалы Национ.Науч.-практ. конф. – Ижевск, 2020. – С. 339-345.
2. Аэратор навозных буртов / А. Г. Иванов, П. В. Дородов, Р. Р. Шакиров [и др.] // Сельский механизатор. – 2020. – № 10. – С. 24-25.
3. Исследование показателей работы дробилки закрытого типа / В. И. Ширококов, П. В. Дородов, Л. Я. Новикова [и др.] // Сельский механизатор. – 2020. – № 11. – С. 16-17.
4. Дородов, П. В. Динамическая прочность пластобетона / П. В. Дородов // Развитие инженерного образования и его роль в технической модернизации АПК : материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Ижевск, 2021. – С. 67-73.
5. Investigation of the main mechanical characteristics of plastics for three-dimensional printing of machine parts models / P. V. Dorodov, V. V. Kasatkin, N. Y. Kasatkina [et al.] // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Krasnoyarsk, 18–20 ноября 2020 года / Krasnoyarsk

Science and Technology City Hall. – Krasnoyarsk, Russian Federation: IOP Publishing Ltd, 2021. – P. 52041.

6. Rigidity, creep and dynamic strength of plastics for three-dimensional printing of machine parts / P. V. Dorodov, V. V. Kasatkin, P. L. Lekomcev [et al.] // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Krasnoyarsk, 18–20 ноября 2020 года / Krasnoyarsk Science and Technology City Hall. – Krasnoyarsk, Russian Federation: IOP Publishing Ltd, 2021. – P. 52045.

7. Дородов, П. В. Разработка системы управления поляризационно-оптической установки для исследования напряженного состояния в моделях деталей машин / П. В. Дородов, Н. В. Гусева, М. М. Киселев // Научное обеспечение инженерно-технической системы АПК: проблемы и перспективы : материалы Национ.Науч.-практ. конф. – Ижевск, 2020. – С. 345-347.

8. Дородов, П. В. О напряженном состоянии в угловых элементах узлов и деталей машин / П. В. Дородов // Аграрное образование и наука - в развитии животноводства : материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Ижевск, 2020. – С. 61-66.

9. Концентрация напряжений в стыках конструктивных элементов сельхозмашин / П. В. Дородов, А. Г. Иванов, А. В. Костин [и др.] // Сельский механизатор. – 2020. – № 10. – С. 38-40.

10. Erokhin, M.N. Stress Concentration and Shape Optimization for a Fillet Surface of a Step-Shaped Shaft / M. N. Erokhin, P. V. Dorodov, A. S. Dorokhov // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – 2020. – Vol. 49. – No 3. – P. 214-223.

11. Дородов, П. В. Уточненный расчет и определение коэффициента концентрации напряжений в переходном сечении ступенчатого вала / П. В. Дородов // Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии. – 2020. – № 3(63). – С. 57-63.

12. Evaluation of the process of pelleting for pre-sowing treatment of flax seeds / R. A. Trefilov, P. V. Dorodov, V. V. Kasatkin [et al.] // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science : conference proceedings, Krasnoyarsk, Russia, 13–14 ноября 2019 года / Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. – Krasnoyarsk, Russia: Institute of Physics and IOP Publishing Limited, 2020. – P. 62010.

© Дородов П.В., 2021

УДК 539.3

**ОПТИМИЗАЦИЯ ФОРМЫ ПОВЕРХНОСТИ ЭЛЕМЕНТА УПРУГОЙ  
ДЕТАЛИ В ЗОНЕ КОНТАКТА С ЖЕСТКИМ  
ПРЯМОУГОЛЬНЫМ ШТАМПОМ**

*Петров В.А. - аспирант,*

*Хакимов И.Т. - аспирант; e-mail: pvd80@mail.ru*

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,*

*г. Ижевск, Россия*

**Аннотация:** в статье рассмотрена методика и представлена компьютерная программа оптимального проектирования поверхности упругой детали в зоне контакта с жестким штампом.

**Ключевые слова:** оптимизация, форма, поверхность, деталь, контакт, компьютерная программа.

## **OPTIMIZATION OF THE SURFACE SHAPE OF THE ELASTIC PART ELEMENT IN THE CONTACT ZONE WITH A RIGID RECTANGULAR STAMP**

***Petrov V.A. - post-graduate student,  
Khakimov I.T. - post-graduate student; e-mail: pvd80@mail.ru  
Izhevsk State Agricultural Academy,  
Izhevsk, Russia***

**Abstract:** the article considers the technique and presents a computer program for optimal design of the surface of an elastic part in the contact zone with a rigid stamp.

**Keywords:** optimization, shape, surface, part, contact, computer program.

Задачу определения напряжений, возникающих при сжатии двух соприкасающихся тел, называют контактной, а напряжения, действующие по площадке контакта, – контактными. При сжатии двух тел, имеющих гладкую поверхность, в зоне контакта происходит соединение точек поверхностей этих тел. В результате образуется поверхность, называемая поверхностью давления (пятном или зоной контакта). По поверхности давления действуют сжимающие напряжения. Для определения местной прочности детали вблизи от точки соприкосновения первостепенную роль играют закон распределения напряжений в зоне контакта и значение максимальных контактных напряжений, что представляет собой сложную краевую задачу теории упругости [1-10]. Контактные напряжения при статическом нагружении пластичных материалов не могут вызвать разрушения, а приводят лишь к возникновению местных остаточных деформаций. Однако при повторном действии нагрузок в зоне контакта может появиться трещина, которая, постепенно проникая вглубь детали, приводит к ее разрушению [1, 11-12].

Актуальной проблемой остается решение обратной краевой задачи – определение оптимальной формы поверхности упругой детали возле пятна контакта.

Основное требование оптимизации формы элементов деталей сельхозтехники и оборудования сводится к тому, что их материал должен работать в условиях, исключающих опасное развитие в нем эксплу-

атационных трещин, т.е. необходимо снижать концентрацию местных напряжений [1].

Проектирование выполняется по методике, представленной в [1, 4]. Оптимизация поверхности упругой детали в приконтактных зонах проводится из условия локальной равнопрочности. Условие равнопрочности для функции распределения оптимальной толщины  $s$  детали в безразмерных величинах можно записать [1]:

$$s = \frac{\tau_{max}}{\sigma_H} = 0,5 \text{ или в менее строгом виде } - s = \frac{\tau_{max}}{\sigma_H} \rightarrow 0,5,$$

где  $s$  – нормальная к срединной плоскости  $xz$  координата поверхности детали, характеризующая ее толщину;  $\tau_{max}$  – контактные максимальные касательные напряжения элемента детали;  $\sigma_H$  – номинальное значение нормальных напряжений при сжатии упругой детали прямоугольным штампом.

Номинальные напряжения определяются:

$$\sigma_H = \frac{P}{2T},$$

где  $P$  – сжимающая сила, приходящаяся на единицу толщины детали, Н/м;  $2T$  – ширина основания жесткого штампа, м.

На рисунке 1 представлена расчетная схема взаимодействия жесткого прямоугольного штампа и элемента упругой детали.

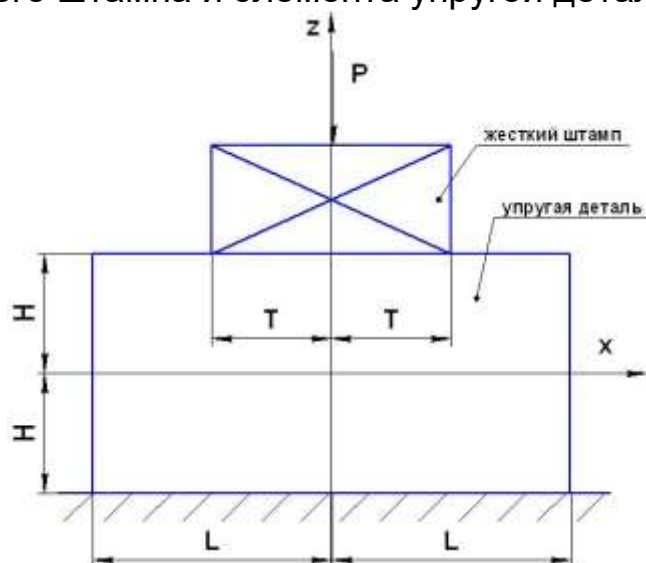


Рисунок 1 – Расчетная схема взаимодействия жесткого прямоугольного штампа и элемента упругой детали

По методике расчета оптимальной формы детали разработана компьютерная программа в пакете Maple.

Текст программы имеет следующий вид.

1. Задать исходные данные для элемента упругой детали и жесткого штампа (пример).

1.1 Геометрические параметры:

параметр ширины основания жесткого штампа  $t = T/2T = 1/2$ ,

$>t := 0.5$ :

параметр ширины упругой детали  $l=L/T=n_1*t$ ,

$>l:=n_1*t$ :

$>n_1:=3$ :

параметр высоты упругой детали  $h=H/T=n_2*t$ ,

$>h:=n_2*t$ :

$>n_2:=2$ :

1.2 Параметры нагрузки:

внешняя сжимающая сила, приходящаяся на единицу толщины детали

$>P:=1$ :

среднее контактное напряжение

$>q:=P/2/t$ :

1.3 Эксцентриситет  $e_1$  сжимающей силы  $P$  ( $e_1 < t$ )

$>e_1:=0$ :

1.4 Упругие постоянные материала детали:

коэффициент Пуассона,

$>\nu:=0.3$ :

$>\epsilon:=\frac{1-2*\nu}{2/(1-\nu)}$ :

2. Представить напряжения в плоскости  $xz$  в тригонометрических рядах.

$>\sigma_{zf}:=\sigma_{z0}-$

$(\text{Sum}(\lambda^2*(C1*\cosh(\lambda*z)+C2*\sinh(\lambda*z)+C3*z*\cosh(\lambda*z)+C4*z*\sinh(\lambda*z))*\cos(\lambda*x), n=1..30))-$

$(\text{Sum}(\lambda^2*(C5*\cosh(\lambda*z)+C6*\sinh(\lambda*z)+C7*z*\cosh(\lambda*z)+C8*z*\sinh(\lambda*z))*\sin(\lambda*x), n=1..30))$ :

$>\sigma_{-}$

$\text{max}_f:=\sigma_{\text{max}0}+\text{Sum}(((C1*(\lambda^2)*\cosh(\lambda*z)+C2*(\lambda^2)*\sinh(\lambda*z)+C3*\lambda*(2*\sinh(\lambda*z)+\lambda*z*\cosh(\lambda*z))+C4*\lambda*\lambda*(2*\cosh(\lambda*z)+\lambda*z*\sinh(\lambda*z))))*\cos(\lambda*x),$

$n=1..30))+\text{Sum}(((C5*(\lambda^2)*\cosh(\lambda*z)+C6*(\lambda^2)*\sinh(\lambda*z)+C7*\lambda*(2*\sinh(\lambda*z)+\lambda*z*\cosh(\lambda*z))+C8*\lambda*(2*\cosh(\lambda*z)+\lambda*z*\sinh(\lambda*z))))*\sin(\lambda*x), n=1..30))$ :

$>\tau_{\text{auf}}:=\tau_{\text{a}0}+\text{Sum}(((C1*(\lambda^2)*\sinh(\lambda*z)+C2*(\lambda^2)*\cosh(\lambda*z)+C3*\lambda*(\cosh(\lambda*z)+\lambda*z*\sinh(\lambda*z))+C4*\lambda*(\sinh(\lambda*z)+\lambda*z*\cosh(\lambda*z))))*\sin(\lambda*x), n=1..30))-$

$\text{Sum}(((C5*(\lambda^2)*\sinh(\lambda*z)+C6*(\lambda^2)*\cosh(\lambda*z)+C7*\lambda*(\cosh(\lambda*z)+\lambda*z*\sinh(\lambda*z))+C8*\lambda*(\sinh(\lambda*z)+\lambda*z*\cosh(\lambda*z))))*\cos(\lambda*x), n=1..30))$ :

$>\lambda:=n*\pi/l$ :

3. Задать коэффициенты рядов.

$>\sigma_{z0}:=A_0$ :

$>\sigma_{\text{max}0}:=A_0s$ :

$>\tau_{\text{a}0}:=B_0$ :

$>C_1:=$

$((A_n+B_n)*(\sinh(\lambda*h)+\lambda*h*\cosh(\lambda*h))+\lambda*h*(B_n-D_n)*\sinh(\lambda*h))/\lambda^2/(\sinh(2*\lambda*h)+2*\lambda*h)$ :



```

>C2:=-((An-
Bns)*(cosh(lambda*h)+lambda*h*sinh(lambda*h))+lambda*h*(Bn+Dn)*cosh(l
ambda*h))/lambda^2/(sinh(2*lambda*h)-2*lambda*h):
>C3:=((An-
Bns)*cosh(lambda*h)+(Bn+Dn)*sinh(lambda*h))/lambda/(sinh(2*lambda*h)-
2*lambda*h):
>C4:=((An+Bns)*sinh(lambda*h)+(Bn-
Dn)*cosh(lambda*h))/lambda/(sinh(2*lambda*h)+2*lambda*h):
>C5:=-((An1+Bns1)*(sinh(lambda*h)+lambda*h*cosh(lambda*h))-
lambda*h*(Bn1-
Dn1)*sinh(lambda*h))/lambda^2/(sinh(2*lambda*h)+2*lambda*h):
>C6:=-((An1-Bns1)*(cosh(lambda*h)+lambda*h*sinh(lambda*h))-
lambda*h*(Bn1+Dn1)*cosh(lambda*h))/lambda^2/(sinh(2*lambda*h)-
2*lambda*h):
>C7:=((An1-Bns1)*cosh(lambda*h)-
(Bn1+Dn1)*sinh(lambda*h))/lambda/(sinh(2*lambda*h)-2*lambda*h):
>C8:=((An1+Bns1)*sinh(lambda*h)-(Bn1-
Dn1)*cosh(lambda*h))/lambda/(sinh(2*lambda*h)+2*lambda*h):
>A0:=-q*t/l:
>An:=-2*q*t/l/Pi*ln:
>An1:=-2*q*t/l/Pi*ln1:
>A0s:=0:
>Ans:=0:
>Ans1:=0:
>B0:=-4*q*epsilon*e1/Pi/l:
>Bn:=0:
>Bn1:=-8*q*epsilon*e1/Pi/l/lambda/t*sin(lambda*t):
>B0s:=-q*t/l:
>Bns:=-2*q*t/l^2/lambda*sin(lambda*l):
>Bns1:=-6*q*t*e1/l^2/(lambda*l)^2*(sin(lambda*l)-(lambda*l)*cos(lambda*l)):
>D0:=0:
>Dn:=0:
>Dn1:=0:
>ln:=Int(cos(lambda*x)/sqrt(t^2-x^2), x=-t..t):
>ln1:=2*e1/t^2*Int(sin(lambda*x)*x/sqrt(t^2-x^2), x=-t..t):
4. Представить ряды напряжений в плоскости xz в формате числа с пла-
вающей точкой.
>sigmaz := evalf[3](sigmazf):
>sigmaх := evalf[3](sigmaхf):
>tau := evalf[3](tauf):
6. Рассчитать главные и удвоенные максимальные касательные напря-
жения.
>sigma1:=(sigmaz+sigmaх)/2+(1/2)*((sigmaz-sigmaх)^2+4*tau^2)^(1/2):
>sigma2:=(sigmaz+sigmaх)/2-(1/2)*((sigmaz-sigmaх)^2+4*tau^2)^(1/2):
> 2taumax:=2*(sigma1-sigma2)/2:

```

7. Построить макрорельеф упругой детали оптимальной формы (рисунок 2).

```
>plot3d(2taumax,x = -l .. l,z = -h .. 0.95*h,labeldirections = [HORIZONTAL,  
HORIZONTAL, VERTICAL],view = [-l .. l, -h .. 0.95*h, 0..1], ax-  
es=FRAME,orientation=[130,70], labels =["x/t","z/t","s"], thickness=2, label-  
font=[TIMES,BOLD,16], axesfont=[TIMES,BOLD,14], lin-  
estyle=SOLID,style=PATCHCONTOUR, scaling=CONSTRAINED,  
filled=true);
```

Конец программы.

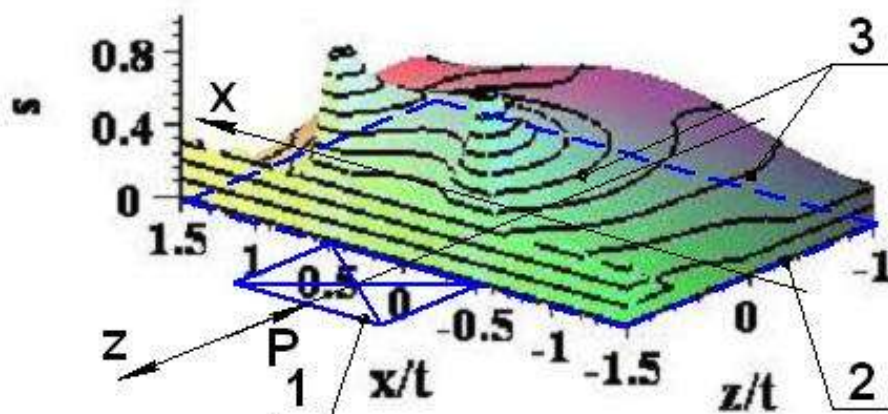


Рисунок 2 – Оптимальный макрорельеф элемента упругой детали при взаимодействии с жестким прямоугольным штампом:

1 – срединная поверхность прямоугольного штампа; 2 – срединная поверхность упругой детали; 3 – линии уровня оптимальной поверхности детали

Реальное распределение толщины детали возле пятна контакта будет определяться по следующей зависимости

$$S = s^* \cdot s(z/t, z/t).$$

где  $2s^*$  – толщина детали, рассчитанная из условия прочности при коэффициенте концентрации контактных напряжений равному 1 (по приближенным формулам сопротивления материалов).

**Вывод.** Разработанная программа для ЭВМ позволяет построить оптимальную поверхность детали в зоне ее контакта с жестким штампом.

#### *Литература*

1. Дородов, П. В. Расчет деталей машин с концентраторами напряжений и оптимизация их формы / П. В. Дородов. – Ижевск, 2018. – 182 с.
2. Дородов, П. В. О напряженном состоянии в угловых элементах узлов и деталей машин / П. В. Дородов // Аграрное образование и наука - в развитии животноводства : материалы Междунар. науч.-практ. конф. - Ижевск, 2020. – С. 61-66.
3. Концентрация напряжений в стыках конструктивных элементов сельхозмашин / П. В. Дородов, А. Г. Иванов, А. В. Костин [и др.] // Сельский механизатор. – 2020. – № 10. – С. 38-40.

4. Erokhin, M. N. Stress Concentration and Shape Optimization for a Fillet Surface of a Step-Shaped Shaft / M. N. Erokhin, P. V. Dorodov, A. S. Dorokhov // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – 2020. – Vol. 49. – No 3. – P. 214-223.

5. Дородов, П. В. Уточненный расчет и определение коэффициента концентрации напряжений в переходном сечении ступенчатого вала / П. В. Дородов // Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии. – 2020. – № 3(63). – С. 57-63.

6. Evaluation of the process of pelleting for pre-sowing treatment of flax seeds / R. A. Trefilov, P. V. Dorodov, V. V. Kasatkin [et al.] // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science : conference proceedings, Krasnoyarsk, Russia, 13–14 ноября 2019 года / Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. – Krasnoyarsk, Russia: Institute of Physics and IOP Publishing Limited, 2020. – P. 62010.

7. Дородов, П. В. Исследование напряженного состояния в пластине, ослабленной концентратором напряжений / П. В. Дородов, И. Г. Поспелова // Достижения науки и техники АПК. – 2013. – № 8. – С. 67-70.

8. Ерохин, М.Н. Уточненный расчет и определение коэффициента концентрации напряжений в деталях машин, ослабленных боковыми вырезами / М. Н. Ерохин, П. В. Дородов // Международный технико-экономический журнал. – 2014. – № 4. – С. 77-83.

9. Дородов, П. В. Исследование напряжений в окрестности плоского горизонтального выреза / П. В. Дородов, А. В. Кулагин // Инженерный вестник Дона. – 2012. – № 2(20). – С. 438-442.

10. Беркутов, В. П. Полярископ для определения разности главных напряжений в плоских моделях, изготовленных из оптически малочувствительных прозрачных материалов / В. П. Беркутов, Н. В. Гусева, П. В. Дородов, М. М. Киселев // Вестник Ижевского государственного технического университета. – 2008. – № 4(40). – С. 108-110.

11. Investigation of the main mechanical characteristics of plastics for three-dimensional printing of machine parts models / P. V. Dorodov, V. V. Kasatkin, N. Y. Kasatkina [et al.] // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Krasnoyarsk, 18–20 ноября 2020 года / Krasnoyarsk Science and Technology City Hall. – Krasnoyarsk, Russian Federation: IOP Publishing Ltd, 2021. – P. 52041.

12. Rigidity, creep and dynamic strength of plastics for three-dimensional printing of machine parts / P. V. Dorodov, V. V. Kasatkin, P. L. Lekomcev [et al.] // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Krasnoyarsk, 18–20 ноября 2020 года / Krasnoyarsk Science and Technology City Hall. – Krasnoyarsk, Russian Federation: IOP Publishing Ltd, 2021. – P. 52045.

© Петров В.А., Хакимов И.Т., 2021

УДК 577.16:664.8

**ПРОИЗВОДСТВО КАРТОФЕЛЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ ЕГО  
ПЕРЕРАБОТКИ В УР**

*Лебедев Л.Я – к.т.н., профессор; e-mail:lli61@mail.ru,*

*Арсланов Ф.Р. – к.т.н., доцент; e-mail:ffanis@mail.ru*

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,*

*г. Ижевск, Россия*

**Аннотация:** рассмотрена технология переработки картофеля. Проведен анализ по урожайности и переработки корнеплодов в Удмуртской Республике.

**Ключевые слова:** урожайность, картофель, переработка, корнеплод.

**POTATO PRODUCTION AND ITS PROSPECTS  
PROCESSING IN THE URALS**

*Lebedev L.Y. – PhD of Technics, professor;*

*e-mail: lli61@mail.ru,*

*Arslanov F.R. – PhD of Technics, associate professor;*

*e-mail:ffanis@mail.ru*

*Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia*

**Abstract:** the technology of potato processing is considered. The analysis of the yield and processing of root crops in the Udmurt Republic was carried out.

**Keywords:** yield, potato, processing, root crops.

Целью данной работы является:

1. Проведение анализа производства картофеля,
2. Технология переработки картофеля.

**Материалы и методы.** Картофелепродукты — один из главных продуктов питания. Значение картофеля в питании обуславливается высоким содержанием в нем минеральных веществ (калия, кальция, железа и др.), крахмала и наличием ценных белковых веществ, витаминов (для населения многих районов нашей страны картофель является важным источником витамина С). Переработка картофеля получила широкое распространение в мировой практике. Так в США перерабатывается на продукты питания до 50 % валового сбора картофеля, в Великобритании — 40 %. В Голландии выращенного картофеля поступает на переработку 30%. Сегодня в России перерабатывается всего до 2 % валового сбора картофеля.

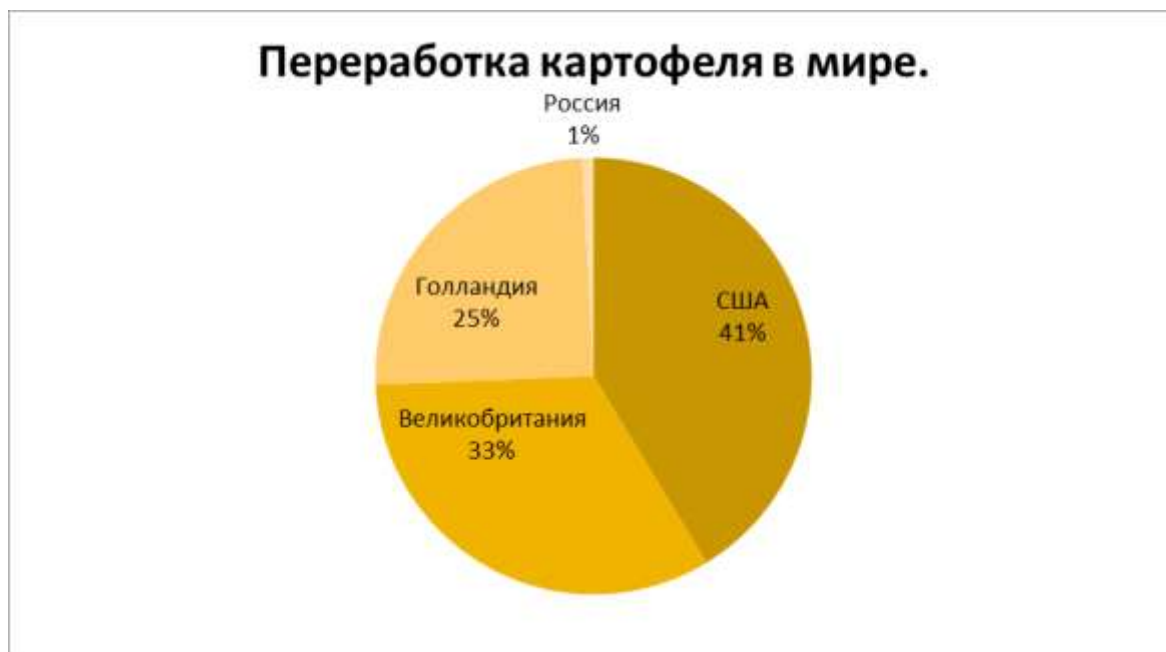


Рисунок 1 – Переработка картофеля в мире

Рынок переработки картофеля в России растет со средними темпами 30% в год и к концу 2019 года объем производимой на территории страны продукции достиг 0,3 млн. тонн в год. В 1 полугодии 2020 года объем переработанного картофеля достиг 168 тысяч тонн и, с учетом текущего роста рынка на 12,8%, по прогнозу составит к концу 2020 года 0,34 млн. тонн продукции.

После резкого падения объемов производства в 2014 году в связи с введением эмбарго на поставку сырья из зарубежных стран на 21,3% до 147 тысяч тонн переработанного картофеля, уже в 2015 году производители начали компенсировать объемы переработки картофеля и к началу 2018 года рынок достиг показателей предсанкционного периода.



Рисунок 2 - Динамика производства основных продуктов глубокой переработки картофеля в России в 2014-2019 годах

Таблица 1- Производство картофеля в Удмуртской Республике

за 2016-2020г.

| Удмуртская Республика | 2016 г. | 2017 г. | 2018 г. | 2019 г. | 2020 г. |
|-----------------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Площадь посадок (га)  | 36056   | 32521   | 25034   | 23432   | 20122   |
| Урожайность (ц/га)    | 103,3   | 109,7   | 163,0   | 172,6   | 170,3   |
| Валовый сбор (ц)      | 3724584 | 3567553 | 4080542 | 4044363 | 3426776 |

По диаграмме видно, что с каждым годом обрабатываемые площади, предназначенные для выращивания картофеля уменьшаются. Это может быть связано с проблемами реализации и хранением продукции. Также видно, что урожайность в промежутке между 2017 и 2018 годами значительно выросло, так как сельхозпроизводители начинают использовать более совершенные технологии. По диаграмме видно, что валовый сбор за счёт повышения урожайности в 2018 году вырос до 4,1 млн. ц, но в 2020 году, за счёт большого понижения обрабатываемых площадей упал до 3,4 млн. ц.

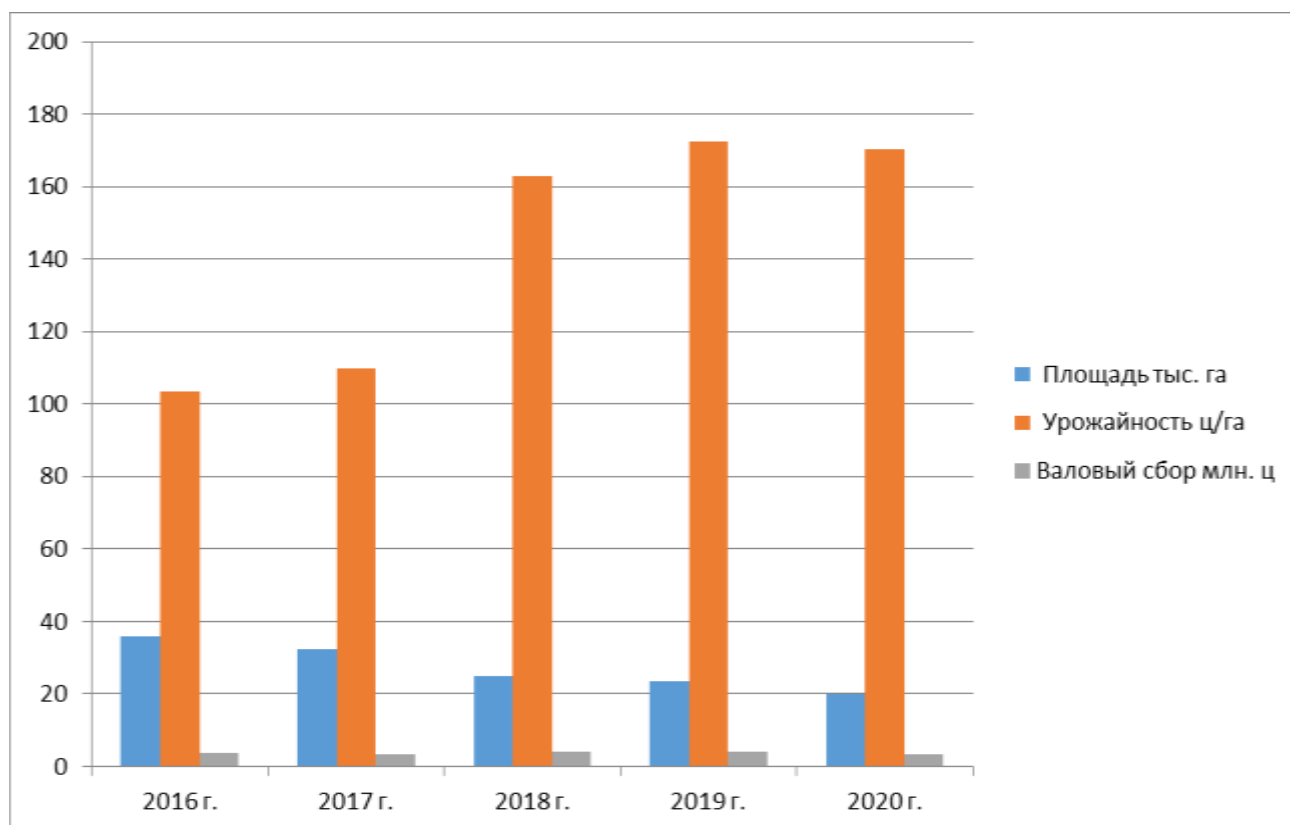


Рисунок 3 – Показатели производства картофеля в УР

**Технология переработки.** Переработка картофеля – это производство товарной продукции и продуктов питания. При насыщении рынка необработанным картофелем, производители вынуждены снижать цену, что приводит к уменьшению прибыли. Благодаря переработке, рынок картофельных полуфабрикатов значительно расширяется. Технология производства картофеля фри включает в себя следующие основные операции: подготовка сырья, чистка картофеля, резка, повторная ревизия, отмывка крахмала, обсушка, заморозка, фасовка и упаковка, хранение и подготовка к транспортированию.



Рисунок 4 – Чистка картофеля

Подготовка сырья включает в себя: ревизию на наличие камней и больных клубней.

Отобранный картофель засыпается в машину очистки от кожуры периодического действия.

Чистка производится при постоянной подаче воды в течение 5-8 минут. По истечении времени чистки не выключая машину открывается боковой выгрузной люк и очищенный картофель ссыпается на отводящий наклонный транспортер модель и транспортируется на транспортер сортировки.

После чистки необходимо провести ревизию на наличие остатков кожуры, глазков, повреждений и гнили на очищенных клубнях. Очищенный картофель ссыпается с наклонного отводящего транспортера на транспортер сортировки и дополнительной очистки (удаление глубоко залегающих глазков и неровностей). Ревизия осуществляется вручную при помощи ножей для чистки.

Очищенный и отсортированный картофель отводится с транспортера сортировки и попадает в машину резки картофеля на соломку.



Рисунок 5 – Резка картофеля

Нарезанный на соломку картофель необходимо повторно осмотреть на наличие гнили – с помощью инспекционного транспортера.



Рисунок 6 – Повторная ревизия

После нарезки на соломку с поверхности картофеля необходимо отмыть частицы свободного крахмала. С инспекционного транспортера соломка попадает в машину замачивания .





Рисунок 7 – Отмывка крахмала

После промывки с целью повышения клеточной водопроницаемости картофель подвергается бланшированию при температуре воды 70-90°C в течение 3-7 минут. Точное время бланширования для используемого картофеля устанавливается опытным путем. Готовность может быть определена визуально: картофель приобретает матово-белый цвет при высыхании.



Рисунок 8 – Бланширование

По истечении времени бланширования картофель подвергается об-сушке (поверхностному удалению влаги) на транспортере сушки.



Рисунок 9 – Сушка картофеля

Заморозка:

Подсушенная соломка ссыпается на траповый транспортер спирального типа расположенного в камере шоковой заморозки.

Шоковая заморозка может осуществляться в морозильной камере на пластиковых лотках. Охлаждение длится 10-15 минут.

Фасовка – упаковка:

Модель упаковочной машины подбирается в зависимости от вариантов тары:

**Вариант 1** (0,5-2 кг) – автоматическая упаковочная машина с подающим и отводящим транспортером.

**Вариант 2** (3-10 кг) - полуавтоматическая упаковочная машина для дозирования в готовые полиэтиленовые мешки.

Хранение: морозильные камеры низкотемпературные (-15 -20 град) от 18 м куб.

**Вывод.** Таким образом, организация завода по переработке картофеля в Удмуртской Республике может способствовать росту по выращиванию картофеля. С помощью данного завода будут решены следующие проблемы:

1. Повысится заинтересованность в выращивании картофеля у сельхозпроизводителей.
2. Уменьшится потребность в складских помещениях у производителей.
3. Появятся дополнительные рабочие места, а также увеличится финансовое обеспечение.
4. Повысится конкурентоспособность региона.

#### *Литература*

1. Лебедев, Л. Я. Отделитель почвенных примесей для обработки картофеля / Л. Я. Лебедев, Ф. Р. Арсланов // Научное обеспечение инженерно-технической системы АПК : проблемы и перспективы : материалы Национ. науч.-практ. конф. - Ижевск, 2020 - С.197-202.

2. Лебедев, Л. Я. Установка для сортирования резанного картофеля при быстром замораживании / Л. Я. Лебедев, А. В. Храмешин, Ф. Р. Арсланов // Инженерно-техническое обеспечение АПК : материалы Всерос. науч.-практ. конф. Реферативный журнал - 2008. - №2. - С. 322.

3. Лебедев, Л. Я. Установка для сортирования резанного картофеля при быстром замораживании / Л. Я. Лебедев, А. В. Храмешин, Ф. Р. Арсланов // Картофель и овощи -Ижевск, 2007. - № 3. -С. 14.

4. Арсланов, Ф. Р. Выбор технологии и оборудования при переработке картофеля / Ф. Р. Арсланов, Л. Я. Лебедев, А. В. Храмешин // Советы производителю. - Ижевск, 2006. (2-е издание.переработанное и дополненное).

5. Лебедев, Л. Я. Совершенствование технологий переработки картофеля / Л. Я. Лебедев, А. В. Храмешин, Ф. Р. Арсланов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 2009. - № 6. - С. 17-19.

© Лебедев Л.Я., Арсланов Ф.Р., 2021

УДК 621.833.382

## **ЭКСТРУДЕР С ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ СЕЛЬХОЗ ПРОДУКЦИИ**

*Лебедев Л.Я. – к.т.н., профессор; e-mail:lli61@mail.ru,  
Корепанов Ю.Г. – старший преподаватель; e-mail:kyurgen@mail.ru  
Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

**Аннотация:** в статье рассмотрена переработка сельскохозяйственной продукции с использованием экструдеров. Приведена сравнительная характеристика экструдеров.

**Ключевые слова:** зацепление, зубчатое колесо, геометрические параметры, силовые параметры.

## **EXTRUDERWITHWORMGEARFORPROCESSINGAGRICULTURALPRODUCTS**

*Lebedev L.Y.– PhD of Technics, professor;e-mail:lli61@mail.ru,  
Korepanov Y.G. –Senior Lecturer; e-mail: kyurgen@mail.ru  
Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia*

**Abstract:** the article discusses the processing of agricultural products using extruders. Comparative characteristics of extruders are given.Extruders have gained particular popularity in the food industry. These devices are used for the production of various products.

**Keywords:** gearing, gear wheel, geometric parameters, power parameters.

Особую популярность экструдеры получили в пищевой промышленности. Данные устройства используются для производства различных продуктов.

**Целью** работы является изучение возможности использования червячной передачи в экструдере и какое влияние она будет оказывать на производимую продукцию.

**Материалы и методы.** Экструдеры широко используются для переработки сои, ячменя, гороха, пшеницы кукурузы, а также для различных смесей из бобовых и зерновых культур. Принцип действия экструдера заключается в выдавливании перерабатываемого продукта в специальные фильеры, устроенные в стволе экструдера, при этом перерабатываемая смесь подвергается высокой температуре (100-150 градусов) и высокому давлению.

В результате процесса экструдирования зерно, благодаря большому давлению создаваемого с помощью экструдера на выходе многократно увеличивается в объёме, при этом повышается его энергетическая ценность.

**Экструдер**- это агрегат, предназначенный для продавливания сырья сквозь формирующий элемент для формирования пластичных масс и материалов.

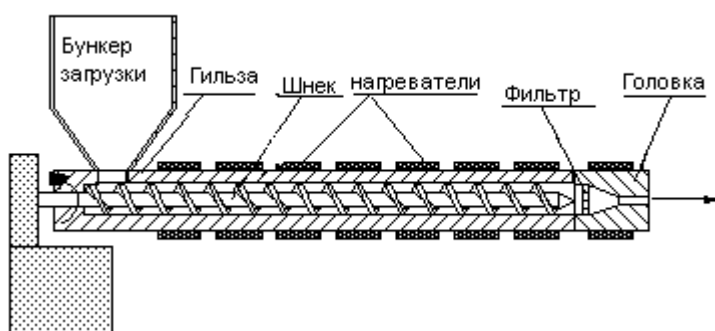


Рисунок 1 – Поперечное сечение экструдера

**Экструзия**- это технология получения продукции путем продавливания сырья через шайбы с отверстиями различного диаметра (теста, зерновых, картофеля и т.д) для получения готовой продукции такой как макароны, мюсли, картофельного порошка и другие.



Рисунок 2 – Продукты пищевой промышленности.

### **Виды экструзии:**

**Метод холодной экструзии** – возможны лишь только механические изменения в перерабатываемом материале при его медленном передвижении под воздействием давления и формованием данного продукта с образованием заданных форм.[3]

**Метод теплой экструзии** – сухие компоненты смешиваются с определенным количеством воды, после чего смесь подается в экструдер где смесь подвергается механическому и тепловому воздействию. Готовый продукт характеризуется невысокой плотностью, увеличенным объемом, пластичностью и своеобразным строением. В некоторых случаях готовые изделия сушат.

**Метод горячей экструзии** – процесс протекает на высокой скорости и давлении при температуре около 20°C и давлении около 30-40 атмосфер. Структура материала подвергается различным изменениям. Продукцию нагревают с помощью нагревательных элементов, расположенных на корпусе экструдера. Влажность готового сырья составляет 10-20%. В последнее время метод горячей экструзии получил широкое распространение в пищевой промышленности.

Переработка пищевого сырья для кормления с/х животных, данным методом применяется относительно недавно, но заняла высокое место так как данная обработка улучшает вкусовые качества кормов и убивает вредоносные бактерии. [5]

**Экструзия объединяет в одном процессе несколько стадий обработки сырья:**

**тепловая:** сырье нагревается до 100-150°C, что повышает перевариваемость питательных веществ, улучшает вкусовые качества, снижает содержание вредных веществ бобовых культур. [1,2]

**стерилизация:** воздействие температуры и давления полностью уничтожает болезнетворные микроорганизмы, что позволяет использовать метод экструзии для переработки отходов с боен и т.п.

**увеличение объема:** в следствии нагревания до высоких температур и высокого давления объем продукции увеличивается (как растительных, так и животных) питательные вещества становятся более доступными, что повышает энергетическую ценность продукта

**измельчение и смешивание:** в камерах ствола экструдера эти процессы продолжаются до тех пор, пока продукт не становится полностью однородным

**обезвоживание:** пребывания сырья в экструдере содержание влаги снижается на 50% от исходной.

**Преимущества экструдированных кормов по сравнению с обычными:**

**Высокая усваиваемость** – это позволяет кормить животное меньшей порцией не снижая вкусовых и питательных веществ.

**Стерильность зерна** – это важнейшее свойство корма, который дают животным при откорме на ранних стадиях развития.

**Абсорбирующие свойства** - при кормлении животных нейтрализуются различные инфекции и раздражения.

**Низкая влажность** - возможность длительного хранения, такой продукт стерилен и имеет низкую влажность, но использовать его можно и в сухом виде, но в таком случае возрастает потребность в чистой воде.

**Большое количество питательных веществ** - Стимулирует быстрый рост животного и улучшает пищеварение.

**Результаты исследования:**

#### **Червячный экструдер**

С помощью программы компас 3d удалось спроектировать и рассчитать шнек экструдера в виде червячной передачи. Червяк позволит увеличить давление на выходе для более плотного сдавливания масс, а также даст возможность для переработки более твердой продукции ведь такой вид шнека более надежен.

Но у такого шнека есть ряд недостатков:

- большая затрата материала
- высокая стоимость
- более сложен в изготовлении.

Данный вид экструдера позволяет уменьшить выходной диаметр наконечника, тем самым увеличить давление, уменьшить влагу до минимума и получать готовую продукцию на выходе без дополнительных процессов обработки. Еще главной особенностью такого агрегата является то, что витки расположены чаще и ближе друг к другу, а значит сырье разделяется на более мелкие порции и просушивается лучше, а также можно обеспечить нагревательными элементами и сам червячный вал для улучшения сушки сырья.

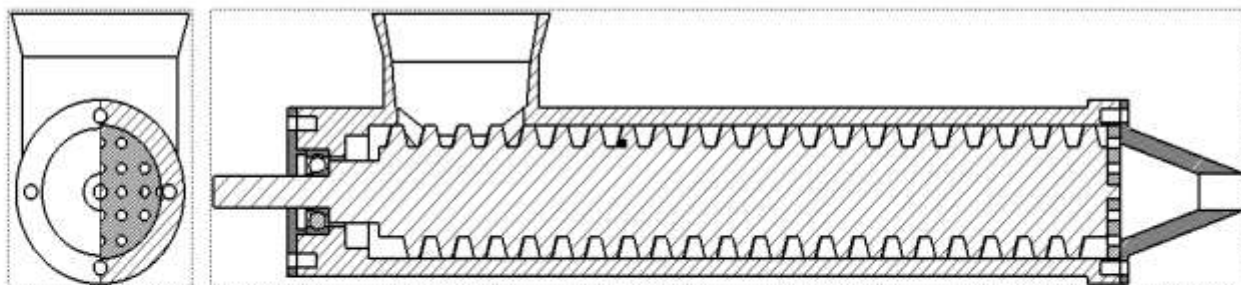


Рисунок 3 – Чертеж червячного экструдера

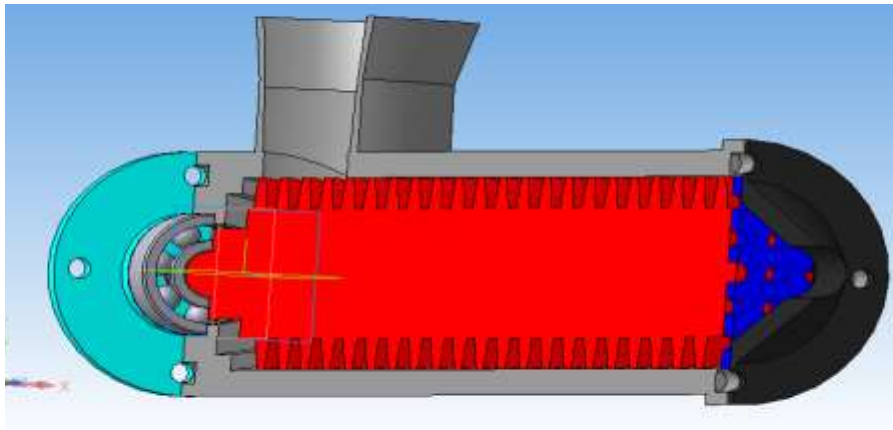


Рисунок 4 – 3dмодель червячного экструдера

### Шнековый экструдер

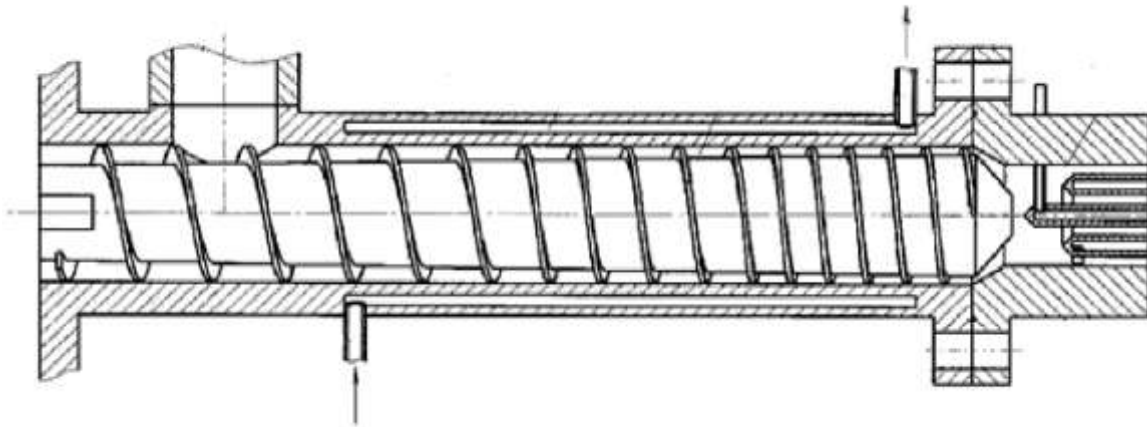


Рисунок 5 – Шнековый экструдер

Преимущества шнекового экструдера:

- легкий по массе,
- часто используется в данной сфере,
- дешевле в изготовлении.

Данный вид экструдера позволяет с легкостью проталкивать почти все виды перерабатываемой продукции, но он не может создать должного усилия для того чтобы удалить еще большее количество влаги из продукции.

#### **Выводы:**

Таким образом можно сделать вывод, что при переработке картофельного сырья использование червячного экструдера не рационально, так как это приносит большие затраты. Поэтому более практично будет использовать данный экструдер для переработки зерновой продукции, чтобы повысить его эффективность и производительность.

#### *Литература*

1. Максимов, П. Л. Смеситель для получения биологически активной

кормовой добавки / П. Л. Максимов, Ю. Г. Крысенко, Л. Я. Лебедев, И. А. Охотникова, А. В. Костин, Н. Г. Касимов // Патент RU 180675 U1 21.06.2018.

2. Лебедев, Л. Я. Смеситель для приготовления биологических активных добавок при кормлении животных / Л. Я. Лебедев, И. А. Охотникова, А. Г. Иванов, З. В. Горшков // Сельский механизатор. - №10. - 2020.

3. Охотникова, И. А. Параметры режимов работы смесителя при получении кормовой добавки для сельскохозяйственных животных / И. А. Охотникова, Л. Я. Лебедев, И. О. Ардашев, П. Л. Максимов // Инновационные технологии для реализации программы научно-технического развития сельского хозяйства : материалы Междунар. науч.-практ. конф.– Ижевск, 2018. -Т. 3.

4. Лебедев, Л. Я. Проектирование, расчет и основы конструирования деталей машин в приводах технологического оборудования АПК / Л. Я. Лебедев // Учебное пособие. - Ижевск, 2018. -185с.

5. Лебедев, Л. Я. Детали машин и основы конструирования / Л. Я. Лебедев, А. В. Костин, А. Г. Иванов //Учебное пособие. - Ижевск, 2014. – 204 с.

© Лебедев Л.Я., Корепанов Ю.Г., 2021

УДК 621.793:621.9.048.7

## **ОПТИМИЗАЦИЯ МАТЕРИАЛОВ В КЕРАМИЧЕСКИХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯХ**

*Ипатов А.Г. - к.т.н, доцент e-mail: Ipatow.al@yandex.ru,*

*Шмыков С.Н. - к.э.н., доцент*

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

**Аннотация:** в работе представлены сравнительные трибологические исследования по оценке работоспособности антифрикционных керамических покрытий на основе карбида бора. Выявлено, что антифрикционные свойства керамических материалов выгодно отличаются от стандартных антифрикционных сплавов, в частности, в условиях масляного голодания, наблюдается более высокая стойкость к изнашиванию и схватыванию поверхностей.

**Ключевые слова:** коэффициент трения, карбид бора, короткоимпульсная лазерная обработка, керамическое покрытие, трибологические исследования.

## **OPTIMIZATION OF MATERIALS IN CERAMIC TRIBOLOGICAL COUPLINGS**

*Ipatov A.G. - PhD of Technics, associate professor; e-mail: Ipatow.al@yandex.ru;*

*Shmykov S.N. - PhD of Economic, associate professor*



**Abstract:** the paper presents comparative tribological studies to assess the performance of antifriction ceramic coatings based on boron carbide. It is revealed that the antifriction properties of ceramic materials differ favorably from standard antifriction alloys, in particular, in conditions of oil starvation, there is a higher resistance to wear and setting of surfaces.

**Keywords:** coefficient of friction, boron carbide, short pulse laser treatment, ceramic coating, tribological studies.

**Введение.** Общее машиностроение при разработке трибосопряжений исходит из необходимости обеспечения высокой износостойкости контактирующих поверхностей. Как правило, для обеспечения удовлетворительных трибологических свойств реализуются сочетание «твердая поверхность – мягкая поверхность». В качестве твердой поверхности традиционное машиностроение предлагает нормализованную или улучшенную сталь, а мягкая поверхность выполняется из металлических сплавов на основе меди, олова или алюминия. Использование этих материалов в трибосопряжениях ограничено в динамических и кинематических режимах эксплуатации и чувствительны к условиям смазки. Использование в трибосопряжениях других сочетаний материалов возможно и реализуется в специальных отраслях машиностроения, однако эти материалы также обладают узким диапазоном рабочих режимов, что не представляется возможным использование их в общем машиностроении.

**Цель исследований.** Сравнительные трибологические исследования трибосопряжений «Сверхтвердое керамическое покрытие на основе  $B_4C$  – антифрикционный сплав». В качестве антифрикционных сплавов использовали наиболее широко используемые в отечественной и мировой практике антифрикционные материалы БрАЖ9-4(ENCuAl10Fe1), БрОФ4-0,25(ENCuSn4), алюминиевый антифрикционный сплав АСМ (ASM851.0), баббит Б83(SAE 13).

**Методика исследований.** Керамические материалы хорошо зарекомендовали себя в машиностроении благодаря высоким физико-механическим свойствам[1,8,9]. Однако их широкое применение ограничивается сложностью их получения и неудовлетворительностью триботехнических свойств[2]. Исследуемые сверхтвердые покрытия на основе  $B_4C$  получили методом высокочастотной лазерной обработки мелкодисперсных порошковых композиций[4,6]. Как показывают исследования, использование лазерных технологий наиболее экономически целесообразно в условиях получения тонких покрытий[7]. Лабораторные трибологические исследования выполнили в условиях граничного трения, как наиболее агрессивные условия эксплуатации сопряжений по методике, изложенной в работе[3,5]. Для более детального анализа работоспособности сверхтвердых покрытий реализовали низкоскоростные (2 м/с) и

высокоскоростные (6 м/с) испытания. Трибологические испытания проводили в сравнении со стандартными сопряжениями на основе закаленной конструкционной стали и вышеуказанных антифрикционных материалов. В ходе испытаний контролировали динамику изменения коэффициента трения и температуру в зоне трения.

**Результаты и их обсуждение.** Результаты сравнительных низкоскоростных и высокоскоростных исследований выявили зависимость трибологических параметров от применяемых материалов в сопряжениях. В частности, в паре со сверхтвердым покрытием наиболее высокую работоспособность в диапазоне нагрузок имеют сплавы БрОФ4-0,25(ENCuSn4), баббит Б83(SAE 13), для которых характерна быстрая прирабатываемость поверхностей контакта, низкая интенсивность изнашивания, не превышающая  $2,3-4,7 \times 10^{-9}$  г/м, и низкий коэффициент трения 0,065-0,1. Температура в зоне трения для данных сопряжений не превышала  $210^{\circ}\text{C}$  в течении 124 мин испытаний. Стандартные сопряжения на основе стали 40 и сплавов БрОФ4-0,25(ENCuSn4), баббит Б83(SAE 13) показали менее высокую работоспособность со значительным температурным фоном испытаний, которая достигала  $285^{\circ}\text{C}$  и характерными следами микросхватываний контактирующих поверхностей и величиной износа в пределах  $7,8-9,3 \times 10^{-8}$  г/м и коэффициентом трения 0,09-0,12. Анализ поверхностей трения подтвердил наличие адгезионного изнашивания стальной поверхности, с формированием глубоких пор и трещин и «намазыванием» антифрикционного материала на поверхность стального образца. Высокие температуры в зоне трения, вызванные высокой степенью деформации тонких поверхностных слоев стального образца, лишь усилили процессы адгезионного разрушения, на что указывает значительное увеличение коэффициента трения и интенсивности износа в момент высоких контактных напряжений.

Антифрикционный сплав БрАЖ9-4(ENCuAl10Fe1) в паре со сверхтвердым керамическим покрытием показал однотипный характер работы со стальной закаленной поверхностью в период малых контактных нагрузок (до 250 Н) с величиной коэффициента трения в пределах 0,14-0,18 и температурой в зоне трения  $150-180^{\circ}\text{C}$  (рис.1). С увеличением режима нагружения коэффициент трения в трибосопряжении с керамическим покрытием скачкообразно уменьшается до 0,1-0,11, при этом наблюдается увеличение температуры в зоне трения до  $355^{\circ}\text{C}$  с плавным понижением и стабилизацией в пределах  $240-260^{\circ}\text{C}$ , при этом интенсивность изнашивания бронзового сплава сокращается.

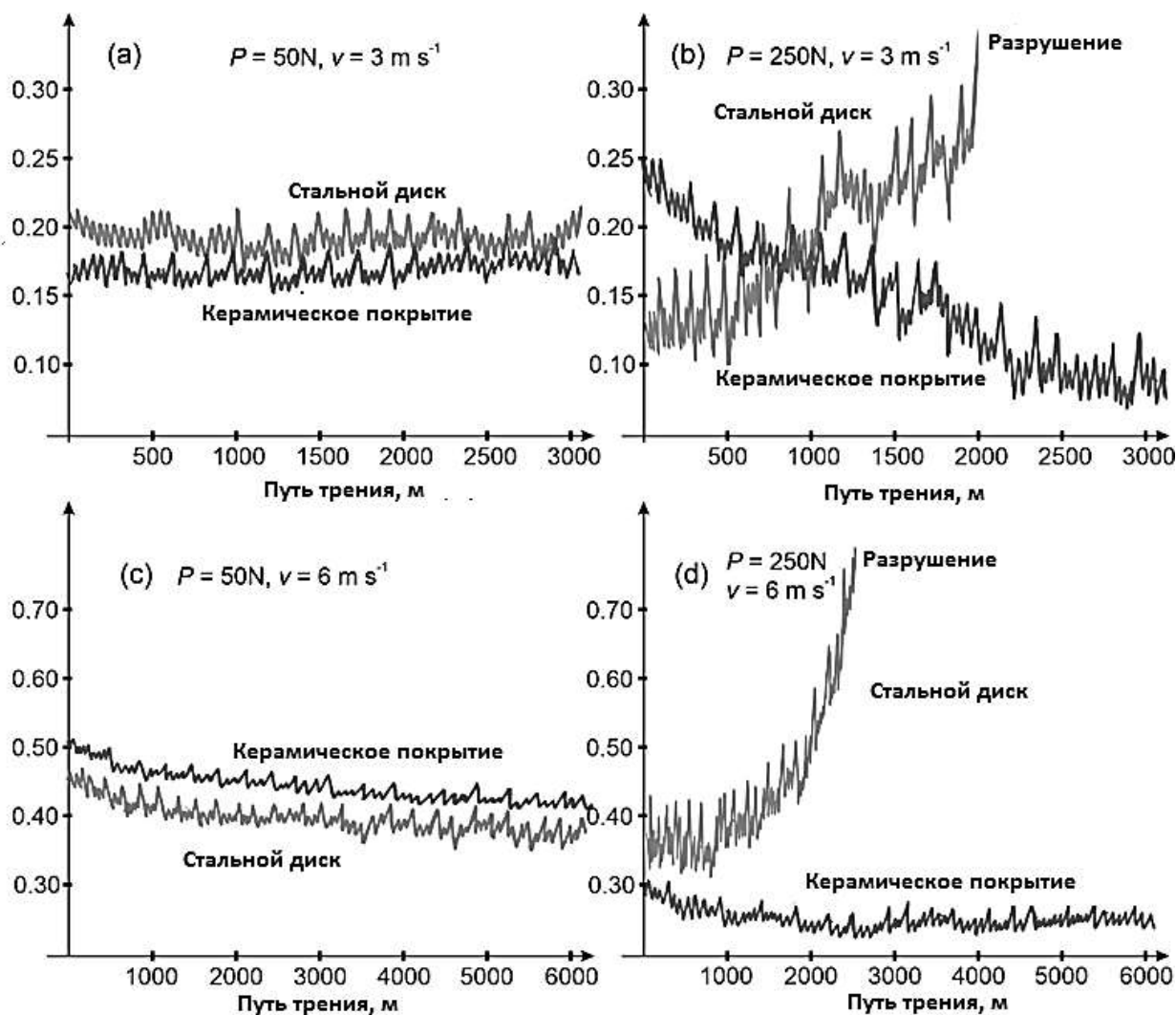


Рисунок 1 - Сравнительный анализ коэффициента трения для стального и керамического трибосопряжений

Дальнейшее увеличение динамических и кинематических режимов испытаний не привели к значительным скачкам коэффициента трения и интенсивности изнашивания. Стальная поверхность при тех режимах нагружения характеризуется с значительным повышением коэффициента трения до 0,19-0,27 с последующим схватыванием и разрушением антифрикционного сплава. Характер изнашивания стальной поверхности носит адгезионных характер с интенсивным диспергированием поверхности и явными следами питтинга. Сверхтвердое керамическое покрытие благодаря высокой твердости и термостойкости более устойчиво к адгезионному разрушению, на что указывает стабильность работы сопряжения при высоких температурах. С другой стороны, высокая температура в зоне трения является катализатором для формирования трибопленки на основе продуктов окисления  $\text{W}_4\text{C}$  по механизму указанному в работе [3,8], что является причиной снижения коэффициента трения и интенсивности изнашивания.

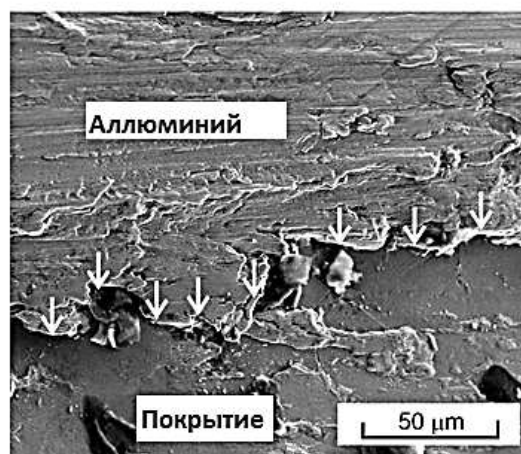
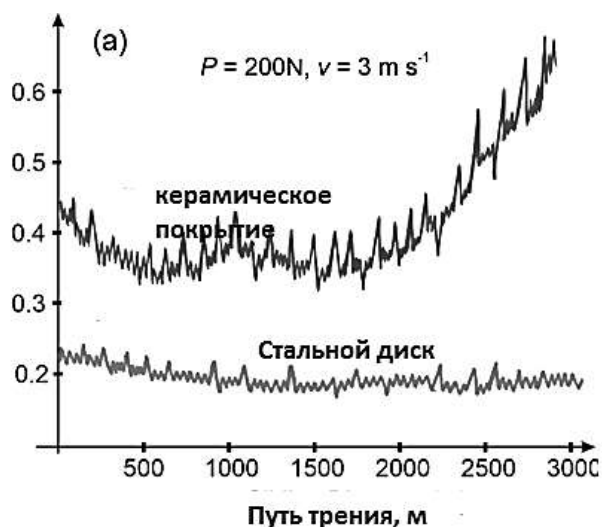


Рисунок 2 - Сравнительная характеристика трибосопряжений в контакте алюминиевым сплавом

Алюминиевый антифрикционный сплав в сопряжении со сверхтвердым антифрикционным материалом обладает неудовлетворительной работой и характеризуется отсутствием прирабатываемости контактирующих поверхностей, скачкообразным повышением коэффициента трения до 0,54 и разрушением поверхности алюминиевого сплава (рис.2). Температура в момент разрушения достигает  $230^{\circ}\text{C}$ . Анализ поверхности керамического покрытия после испытаний выявил налипание алюминиевого сплава на поверхность, при этом разрушения самого покрытия не наблюдается. Низкая эффективность работы алюминиевого сплава объясняется высокой адгезионной реакцией алюминия с компонентами керамического покрытия, в частности, с бором, с формированием устойчивых боридов в зонах ювенильного контакта, что является причиной налипания алюминиевого сплава.

**Выводы.** Представленные результаты сравнительных трибологических испытаний подтверждают более высокую работоспособность сверхтвердых керамических покрытий со стандартными медными и оловянистыми сплавами, в особенности, в условиях масляного голодания и высоких температур. Алюминиевые антифрикционные сплавы и наличие алюминия в структуре антифрикционных сплавов снижает трибологические характеристики работы сопряжения. Результаты исследований имеют высокий практический потенциал и могут быть использованы в машиностроении при проектировании подшипниковых узлов машин и механизмов эксплуатирующиеся при высоких удельных нагрузках и температурах.

#### Литература

1. Адамовский, А. А. Триботехнические характеристики сверхтвердых материалов на основе кубического нитрида бора / А. А. Адамовский,

А. Д. Костенко, В. Т. Варченко // Адгезия расплавов и пайка материалов. - 2015. - Вып. 48. – С. 108 - 116.

2. Ипатов, А. Г. Трибологические показатели упрочняющих и восстановительных керамических покрытий на основе карбида бора / А. Г. Ипатов, Е. В. Харанжевский, С. Н. Шмыков, К. Г. Волков // Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2021. – № 7. – С. 12-19.

3. Ипатов, А. Г. Механические и трибологические свойства защитно-восстановительных покрытий рабочей фаски клапанов двигателей внутреннего сгорания / А. Г. Ипатов, К. Г. Волков, Е. В. Харанжевский // Технический сервис машин. – 2021. – № 2(143). – С. 135-143.

4. Ипатов, А. Г. Повышение износостойкости подшипников скольжения сверхтвердыми материалами / А. Г. Ипатов // Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2019. – №10. – С. 16–20.

5. Стрелков, С. М. Некоторые проблемы восстановления подшипниковых сопряжений турбокомпрессоров / С. М. Стрелков, А. Г. Ипатов, А. Н. Давыдов // Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии. – 2014. - №1(38). – С. 32 – 34.

6. Kharanzhevskiy, E. V. Tribological performance of boron-based superhard coatings sliding against different materials / E. V. Kharanzhevskii, A. G. Ipatov, A. V. Makarov [et al.] // Wear. – 2021. – С. 203835.

7. Шмыков, С. Н. Экономическая оценка способов восстановления вала турбокомпрессора / С. Н. Шмыков, А. Г. Ипатов, С. М. Стрелков // Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии. - 2014. - № 2 (39). - С. 44-46.

8. Harris, S. J. Abrasion and chemical - mechanical polishing between steel and a sputtered boron carbide coating / S. J. Harris, G. Harris, G. Krauss, S. Simko // Wear 252 (2002).- P 161–169.

9. Meschter, P. J. Water Vapor–Mediated Volatilization of High-Temperature Materials /Meschter P. J., E. J. Opila, N. S. Jacobson // Annu. Rev. Mater. Res. 2013.43:559-588.

© ИпатовА.Г., ШмыковС.Н., 2021

УДК 621.2.082.18

## **ПРИМЕНЕНИЕ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В СОВРЕМЕННОЙ ТЕХНИКЕ**

***Ахметзянов Р.Р. – к.т.н., доцент; e-mail: rishat83@mail.ru,***

***Вагизов Т.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: toha-174@mail.ru,***

***Ахметзянова Р.Р. – к.с.-х.н.; e-mail: raechka83@mail.ru***

*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*

**Аннотация:** в статье приведена необходимость применения различных композиционных материалов в качестве деталей автотранспортных машин. Приведены основные требования, предъявляемые к подобным материалам, а также достоинства и недостатки для дальнейшего

рассмотрения их в качестве основного сырья для деталей автотранспортных машин.

**Ключевые слова:** полимерные покрытия, композиционные материалы, узлы трения скольжения, подшипники скольжения.

## **APPLICATION OF COMPOSITE MATERIALS IN MODERN TECHNOLOGY**

**Akhmetzyanov R.R. - PhD of Technics, associate professor; e-mail: rishat83@mail.ru**

**Vagizov T.N. - PhD of Technics, associate professor; e-mail: toha-174@mail.ru**

**Akhmetzyanova R.R. - Candidate of Agricultural Sciences; e-mail: raechka83@mail.ru**

*Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia*

**Abstract:** the article describes the need to use various composite materials as parts of motor vehicles. The basic requirements for such materials are given, as well as the advantages and disadvantages for further consideration of them as the main raw material for parts of motor vehicles.

**Keywords:** polymer coatings, composite materials, sliding friction units, sliding bearings.

В процессе эксплуатации изделий машиностроения, в том числе автотранспортной техники, наиболее уязвимыми с точки зрения износа рабочими элементами, являются подшипниковые узлы. Особенности их эксплуатации вызывают необходимость оценки влияния многочисленных факторов (материалов, используемых для их изготовления, микроклимата окружающей среды, уровня нагруженности, скоростных режимов и т. п.) на степень износа и, следовательно, надежность и работоспособность подшипниковых узлов.

В некоторых случаях подшипники качения значительно уступают подшипникам скольжения, особенно в специализированных машинах, где нет возможности смазывания консистентными смазками в условиях загрязнения абразивными частицами. В связи с этим в таких конструкциях лучше всего применить узлы сухого трения скольжения. Кроме того подшипники скольжения имеют значительно малые габариты, меньший вес и т. п. [1,2].

При выборе подходящего подшипника скольжения необходимо следить за тем, чтобы

- материал и смазка подходили друг другу;
- смазка полностью покрывала поверхность трения;
- материал обладал хорошими отказоустойчивыми свойствами;
- материал обладал высокой износостойкостью;
- материал обладает высокой теплопроводностью.

Широкое применение в качестве подшипниковых материалов, в том числе для специальных машин, получили различные неметаллические

материалы (пластические массы, резиновые материалы, твердые породы древесины и др.). Эффективность их применения обусловлена тем, что они обладают хорошими антифрикционными свойствами в паре со стальной или чугунной цапфой[3,4].

Среди пластических масс для изготовления подшипников используют текстолиты, древесно-слоистые пластики, капрон, фторопласт и др. Такие подшипники могут работать при смазке водой, особенно негерметизированных или слабо герметизированных подшипниковых узлов специализированных машин. Примером могут служить подшипники скольжения из материалов опор различных рабочих органов дорожно-строительной техники.

Применяя подшипники скольжения из неметаллических материалов, можно значительно увеличить межремонтный срок машин, так как подобные материалы сохраняют работоспособность даже при воздействии больших динамических нагрузок.

Подшипники скольжения начали использоваться только благодаря исследованиям механизма изнашивания поверхностей скольжения и факторов, влияющих на него. Проблемами износа занимались Крагельский И.В., Чичинадзе А.В., Буше Н.А., Карасик И.И., Семенов А.П., Позняк Э.Л., Гриб В.В., Памфилов Е.А., Любарский И.М. Белый В.А., Белый А.В., Погосян А.К., Мышкин Н.К., Гороховский Г.А., Свириденко А.И., Фасхутдинов Х.С., Шайхутдинов Р.Р., Купчинов Б.И., Курчаткин В.В., Ли Р.И., Пучин Е.А., Баусов А.М., Гвоздев А.А. и др. Теоретические и прикладные исследования позволили разработать новые материалы антифрикционного назначения, совершенствовать конструкции подшипников.

Антифрикционные материалы, применяющиеся в подшипниковых узлах, должны удовлетворять некоторым основным требованиям [4]:

- износостойкость материала должна быть высокой по сравнению со сплавами из цветных металлов, применяемых для подшипников скольжения;

- основная деталь должна изнашиваться намного меньше подшипника скольжения;

- подшипники из таких материалов должны сохранять работоспособность даже в случае попадания в зону трения различных сред, в том числе агрессивных, препятствующих смазочным свойствам;

- подшипники должны сохранять работоспособность при температурах выше 80°C;

- коэффициент трения материала должен быть ниже коэффициента трения сплавов из цветных металлов;

- материалы должны быть недорогими, доступными и нетоксичными;

- технология изготовления деталей из таких материалов должна быть удобной и менее трудоемкой.

При условии, если материалы будут отвечать этим требованиям, то снизится себестоимость и трудоемкость изготовления подшипников

скольжения, повысится надежность их работы, упростится эксплуатация и ремонт.

Среди имеющихся металлических подшипников скольжения в основном встречаются чугунные, алюминиевые, медные и оловянные. Если рассматривать неметаллические материалы, то это в основном композиции на основе прессованной древесины, пропитанной маслом, графита, пластических масс, резины и др. материалов[6-10].

Преимущества применения этих материалов в качестве антифрикционных для изготовления подшипников скольжения состоят в следующем:

1. Низкий коэффициент трения при несовершенной смазке;
2. Обеспечение положительного градиента механических свойств по глубине за счет размягчения поверхностного слоя полимера под действием тепла, генерируемого при трении или за счет выделения смазывающе-охлаждающего агента из самого материала;
3. Прирабатываемость, то есть способность материала компенсировать неточность изготовления узла трения и другие геометрические погрешности;
4. Способность поглощать разные инородные частицы, предотвращая тем самым задиры и износ вала;
5. Стойкость к воздействию воды, смазок и различных агрессивных сред в процессе эксплуатации;
6. Достаточно большая прочность на сжатие;
7. Износостойкость;
8. Обеспечение снижения пиков динамических нагрузок и возникающих в системе колебаний;
9. Небольшой объемный вес;
10. Высокая технологичность.

К основным недостаткам этих материалов относятся:

1. Повышенный коэффициент объемного расширения, значение которого в 3-10 раз выше, чем у антифрикционных металлических сплавов.
2. Гигроскопичность и тенденция к набуханию в процессе эксплуатации, что приводит к изменению размеров и физико-механических свойств (поглощение влаги составляет 3-12%).
3. Более низкая термическая стойкость, чем у металлов, достигающая в зависимости от природы пластика.
4. Пониженная теплопроводность (в 500-600 раз меньше по сравнению с металлами).
5. Отсутствие постоянных значений деформации при действии постоянного напряжения (если даже это напряжение мало)[11-16].

Таким образом, изложенное выше позволяет сделать заключение об эффективности применения полимерных материалов и композиций на их основе для изготовления элементов конструкций подшипниковых узлов.



### *Литература*

1. Ахметзянов Р.Р., Композиционный материал для подшипников скольжения с эффектом фрикционного переноса / Ахметзянов Р.Р., Фасхутдинов Х.С., Вагизов Т.Н. // В сборнике: Современное состояние, проблемы и перспективы развития механизации и технического сервиса агропромышленного комплекса. Материалы международной научно-практической конференции Института механизации и технического сервиса. 2018. С. 35-40.

2. Ахметзянов Р. Р. Разработка подшипника скольжения с регенерирующейся смазочной пленкой / Р. Р. Ахметзянов, Х. С. Фасхутдинов, Р. Р. Шайхутдинов [и др.] // Вестник Казанского технологического университета. – 2014. – Т. 17. – № 13. – С. 299-300.

3. Ахметзянов Р.Р., Разработка состава и технологии изготовления подшипников скольжения на основе серографитовых композиционных материалов / Ахметзянов Р.Р., Фасхутдинов М.Х., Галимов Э.Р., Галимова Н.Я. // Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева. 2016. Т. 72. № 3. С. 78-81.

4. Ахметзянов Р.Р., Твердые смазочные материалы и их применение / Ахметзянов Р.Р., Фасхутдинов Х.С., Вагизов Т.Н., Гималтдинов И.Х., Шайхетдинова Р.С. // Вестник Казанского технологического университета. 2014. Т. 17. № 13. С. 306-307.

5. Ризванов Н.Г., Совершенствование системы хранения сельскохозяйственной техники с использованием протекторной защиты / Ризванов Н.Г., Хабибуллин Д.В., Калимуллин М.Н. // В сборнике: Современное состояние, проблемы и перспективы развития механизации и технического сервиса агропромышленного комплекса. Материалы международной научно-практической конференции Института механизации и технического сервиса. 2019. С. 45-49.

6. Гисматов, А. Р. Особенности восстановления поверхностей электроискровым легированием / А. Р. Гисматов, Д. Ф. Камалов, М. Н. Калимуллин // Современное состояние, проблемы и перспективы развития механизации и технического сервиса агропромышленного комплекса : Материалы международной научно-практической конференции Института механизации и технического сервиса, Казань, 15–16 мая 2018 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2018. – С. 123-126.

7. Хусаинов Р. К. Обоснование оптимального уровня эксплуатации тракторов в аграрном производстве / Р. К. Хусаинов, И. Г. Галиев, Ф. З. Габдрафиков [и др.] // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2019. – Т. 14. – № 4-2(56). – С. 91-95. – DOI 10.12737/2073-0462-2020-14-4-91-95.

8. Галиев, И. Г. Модернизация системы смазки подшипникового узла турбокомпрессора автотракторного двигателя / И. Г. Галиев, К. А. Хафизов, Ф. Х. Халиуллин // Вестник Казанского государственного аг-

рарного университета. – 2019. – Т. 14. – № 1(52). – С. 71-76. – DOI 10.12737/article\_5cceddb77ac7e0.09639673.

10. Galiev I. Ensuring possibility of functioning of tractors in agricultural production taking into account residual resources of their units and systems / I. Galiev, C. Khafizov, R. Khusainov, M. Faskhutdinov // Engineering for Rural Development : 19, Jelgava, 20–22 мая 2020 года. – Jelgava, 2020. – P. 48-53. – DOI 10.22616/ERDev.2020.19.TF012.

11. Ситдииков, Ш. Р. Анализ существующих технологий восстановления деталей с одновременным упрочнением / Ш. Р. Ситдииков, М. Н. Калимуллин, А. М. Ханнанов // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации: Научные труды I-ой Международной научно-практической конференции, Казань, 06–07 февраля 2020 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 201-205.

12. Хабибуллин, Д. В. Анализ применения различных форм тока при электролизе / Д. В. Хабибуллин, А. Р. Ахметзянов, М. Н. Калимуллин // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации : Научные труды I-ой Международной научно-практической конференции, Казань, 06–07 февраля 2020 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 206-213.

13. Назипов Р. Р. Пути увеличения срока эксплуатации лемеха плуга / Р. Р. Назипов, М. Н. Калимуллин, М. З. Салимзянов, Р. В. Шарипов // Сельское хозяйство и продовольственная безопасность: технологии, инновации, рынки, кадры : Научные труды II Международной научно-практической конференции, посвященной 70-летию Института механизации и технического сервиса и 90-летию Казанской зоотехнической школы, Казань, 28–30 мая 2020 года.

14. Galiev I. Ensuring possibility of functioning of tractors in agricultural production taking into account residual resources of their units and systems / I. Galiev, C. Khafizov, R. Khusainov, M. Faskhutdinov // Engineering for Rural Development : 19, Jelgava, 20–22 мая 2020 года. – Jelgava, 2020. – P. 48-53. – DOI 10.22616/ERDev.2020.19.TF012.

15. Khaliullin F. K. Prospects for using the Bayes algorithm for assessing the technical condition of internal combustion engines / F. K. Khaliullin, A. V. Matyashin, R. [et al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : electronic collection, Bangkok, Thailand, 21–23 января 2019 года. – Bangkok, Thailand: IOP Publishing, 2019. – P. 012016. – DOI 10.1088/1757-899X/635/1/012016.

16. Khaliullin F. Method for determining remaining life of engine by dynamic characteristics / F. Khaliullin, R. Akhmetzyanov, F. Arslanov, Yu. Korpakov // Engineering for Rural Development : 19, Jelgava, 20–22 мая 2020 года. – Jelgava, 2020. – P. 1096-1101. – DOI 10.22616/ERDev.2020.19.TF260.

© Ахметзянов Р.Р., Вагизов Т.Н., Ахметзянова Р.Р., 2021

**ПОЛИМЕРНЫЕ КОМПОЗИТЫ В УЗЛАХ ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ  
МАШИН**

**Ахметзянов Р.Р. – к.т.н., доцент; e-mail: rishat83@mail.ru,**

**Вагизов Т.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: toha-174@mail.ru,**

**Ахметзянова Р.Р. – к.с.-х.н.; e-mail: raechka83@mail.ru,**

**Гайфуллин А.И. – студент**

*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*

**Аннотация:** в статье приведен обзор полимерных композиционных материалов применимых в качестве деталей сельскохозяйственной машиностроении. Проведены небольшие сравнения между триботехническими свойствами, необходимыми для подобных материалов, а также достоинства и недостатки для дальнейшего рассмотрения их в качестве основного сырья для деталей сельскохозяйственных машин.

**Ключевые слова:** polymer coatings, composite materials, sliding friction units, sliding bearings.

**POLYMER COMPOSITES IN SLIDING FRICTION UNITS OF MACHINES**

**Akhmetzyanov R.R. - PhD of Technics, associate professor; e-mail:**

**rishat83@mail.ru**

**Vagizov T.N. - PhD of Technics, associate professor; e-mail:**

**toha-174@mail.ru**

**Akhmetzyanova R.R. - Candidate of Agricultural Sciences; e-mail:**

**raechka83@mail.ru**

**Gaifullin A.I. - student**

*Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia*

**Abstract:** the article provides an overview of polymer composite materials used as parts for agricultural engineering. Small comparisons are made between the tribotechnical properties necessary for such materials, as well as the advantages and disadvantages for further consideration of them as the main raw material for parts of agricultural machines.

**Keywords:** полимерные покрытия, композиционные материалы, узлы трения скольжения, подшипники скольжения.

Применение полимерных материалов в технике началось еще в глубокой древности. Первыми пластическими материалами, которые были использованы для нужд строительства и изготовления примитивных машин и сооружений, были растительные смолы, глинистое тесто, битум и т.п.

Пластические массы в современном понимании стали впервые изготавливаться около 100 лет тому назад. Применение их в технике стали возможным благодаря огромным успехам химии высокополимеров, в дело развития которой внесли большой вклад работы отечественных

ученых: А.М.Бутлерова, А.Е. Фаворского, С.В. Лебедева, Н.Д. Зелинского, С.Н. Ушакова, Г.С. Петрова и многих других.

Область применения полимерных материалов в технике достаточно разнообразна, остановимся лишь на применении их в качестве антифрикционных материалов для изготовления подшипников скольжения машин.

Неметаллические подшипники скольжения известны с давних времен. История их начинается с применения в узлах трения некоторых пород дерева.

Подшипники из дерева, применялись в течение многих столетий, как правило, они смазывались водой и другими смазочными материалами. Лучшим древесным материалом для подшипников скольжения был бакаут импортная тропическая древесина. "Железная береза" или фишашковое дерево, произрастающее в России, наиболее подходят по своим свойствам к бакауту и дают незначительный износ, но их высокий коэффициент трения делает эксплуатацию таких подшипников невыгодной [1]. С развитием металлургии и машиностроения требования к прочности, форме, размерам детали и т.п. возросли, и дерево начали заменять металлами. Однако, в некоторых механизмах твердые породы дерева успешно конкурировали с металлами, особенно, если в них в качестве смазки применялась вода.

Б.А. Архангельский в обзоре изобретений в области применения пластмасс [1,2] указывает, что с 1915 до 1925 г.г. использование пластика в качестве антифрикционного материала не имело широкого распространения, но уже с начала 30-х годов прошлого столетия начали изготавливать подшипники скольжения, из синтетических смол наполняя и модифицируя с различными неорганическими и органическими соединениями. Одним из таких материалов является текстолит.

Текстолит - слоистый пластический материал, получаемый путем пропитки ткани связующим, обычно, фенолформальдегидной смолой, не утратил значения в соответствующих конструкциях и до настоящего времени. Первые данные о применении текстолита относятся к 1932г., а в 1933-1934 г.г. он уже широко применялся при изготовлении вкладышей прокатных станков и подобных им механизмов. Экспериментальными работами в период 1930-1933 г.г. было доказано, что текстолит в тяжело нагруженных подшипниках скольжения со смазкой водой работает лучше всех известных в то время материалов: бронзы, баббита, бакаута. Это послужило началом быстрого и успешного внедрения текстолитов. Одновременно с этим изыскиваются и создаются новые полноценные заменители цветных металлов. Так, стремление заменить дорогостоящую ткань, являющуюся основной составной частью текстолитов, на более дешевый материал привело к применению в качестве наполнителя древесной муки, бумаги. Однако, эти композиции, в виду малой их грузоподъемности, не нашли достаточного применения.

Наконец, в 1937 году обращается внимание на материал, имеющийся в изобилии в нашей стране - на древесину. Создаются подшипники скольжения из пластифицированной древесины - лигностона, а затем и из древесно-слоистых пластиков (ДСП), применение которых было достаточно успешным [3].

У древесно-слоистых пластиков или древесных пластмасс общим признаком является то, что они изготавливаются путем горячего прессования, с использованием пластических свойств древесины [3-5]. Эти материалы обладают большей плотностью, повышенными и более однородными физико-механическими свойствами, а также значительно большей влаго- и грибостойкостью чем древесина. Их относительно высокая механическая прочность, низкий коэффициент трения и хорошая износостойкость позволили древесно-слоистым пластикам, наряду с текстолитами, приобрести в некоторых областях техники самостоятельное значение и занять достойное место как новому конструкционному материалу.

Огромные успехи, достигнутые в последнее время высокомолекулярной химией, открывшей множество новых замечательных полимерных материалов, так как полиамиды, политетрафторэтилен и многие др., позволили приступить к использованию их, как конструкционных материалов, во многих ответственных узлах и деталях современных машин, в том: числе и в подшипниках скольжения.

Зафиксировано много положительных моментов по применению полимеров, но подобные материалы в основном имеют большую стоимость и очень часто не отвечают современным требованиям. Поэтому открывается такая необходимость заменить их на менее дефицитные и более износостойкие композиционные материалы [6-10].

Как компонент антифрикционного материала можно применить серу и его соединения. Сера и его соединения в значительной степени влияют на антифрикционные свойства материалов. Появление серы на трущихся поверхностях значительно снижает износ и предотвращает схватывание. Сера и его соединения, как и графит, позволяют устранить заедание при условиях повышенных температур и нагрузок [11-16].

### *Литература*

1. Ахметзянов Р.Р., Композиционный материал для подшипников скольжения с эффектом фрикционного переноса / Ахметзянов Р.Р., Фасхутдинов Х.С., Вагизов Т.Н. // В сборнике: Современное состояние, проблемы и перспективы развития механизации и технического сервиса агропромышленного комплекса. Материалы международной научно-практической конференции Института механизации и технического сервиса. 2018. С. 35-40.

2. Ахметзянов Р. Р. Разработка подшипника скольжения с регенерирующей смазочной пленкой / Р. Р. Ахметзянов, Х. С. Фасхутдинов, Р.

Р. Шайхутдинов [и др.] // Вестник Казанского технологического университета. – 2014. – Т. 17. – № 13. – С. 299-300.

3. Ахметзянов Р.Р., Разработка состава и технологии изготовления подшипников скольжения на основе серографитовых композиционных материалов / Ахметзянов Р.Р., Фасхутдинов М.Х., Галимов Э.Р., Галимова Н.Я. // Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева. 2016. Т. 72. № 3. С. 78-81.

4. Ахметзянов Р.Р., Твердые смазочные материалы и их применение / Ахметзянов Р.Р., Фасхутдинов Х.С., Вагизов Т.Н., Гималтдинов И.Х., Шайхетдинова Р.С. // Вестник Казанского технологического университета. 2014. Т. 17. № 13. С. 306-307.

5. Ризванов Н.Г., Совершенствование системы хранения сельскохозяйственной техники с использованием протекторной защиты / Ризванов Н.Г., Хабибуллин Д.В., Калимуллин М.Н. // В сборнике: Современное состояние, проблемы и перспективы развития механизации и технического сервиса агропромышленного комплекса. Материалы международной научно-практической конференции Института механизации и технического сервиса. 2019. С. 45-49.

6. Гисматов, А. Р. Особенности восстановления поверхностей электроискровым легированием / А. Р. Гисматов, Д. Ф. Камалов, М. Н. Калимуллин // Современное состояние, проблемы и перспективы развития механизации и технического сервиса агропромышленного комплекса : Материалы международной научно-практической конференции Института механизации и технического сервиса, Казань, 15–16 мая 2018 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2018. – С. 123-126.

7. Хусаинов Р. К. Обоснование оптимального уровня эксплуатации тракторов в аграрном производстве / Р. К. Хусаинов, И. Г. Галиев, Ф. З. Габдрафиков [и др.] // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2019. – Т. 14. – № 4-2(56). – С. 91-95. – DOI 10.12737/2073-0462-2020-14-4-91-95.

8. Галиев, И. Г. Модернизация системы смазки подшипникового узла турбокомпрессора автотракторного двигателя / И. Г. Галиев, К. А. Хафизов, Ф. Х. Халиуллин // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2019. – Т. 14. – № 1(52). – С. 71-76. – DOI 10.12737/article\_5cceddb77ac7e0.09639673.

10. Galiev I. Ensuring possibility of functioning of tractors in agricultural production taking into account residual resources of their units and systems / I. Galiev, S. Khafizov, R. Khusainov, M. Faskhutdinov // Engineering for Rural Development : 19, Jelgava, 20–22 мая 2020 года. – Jelgava, 2020. – P. 48-53. – DOI 10.22616/ERDev.2020.19.TF012.

11. Ситдиков, Ш. Р. Анализ существующих технологий восстановления деталей с одновременным упрочнением / Ш. Р. Ситдиков, М. Н. Калимуллин, А. М. Ханнанов // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации: Научные тру-

ды I-ой Международной научно-практической конференции, Казань, 06–07 февраля 2020 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 201-205.

12. Хабибуллин, Д. В. Анализ применения различных форм тока при электролизе / Д. В. Хабибуллин, А. Р. Ахметзянов, М. Н. Калимуллин // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации : Научные труды I-ой Международной научно-практической конференции, Казань, 06–07 февраля 2020 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 206-213.

13. Назипов Р. Р. Пути увеличения срока эксплуатации лемеха плуга / Р. Р. Назипов, М. Н. Калимуллин, М. З. Салимзянов, Р. В. Шарипов // Сельское хозяйство и продовольственная безопасность: технологии, инновации, рынки, кадры : Научные труды II Международной научно-практической конференции, посвященной 70-летию Института механизации и технического сервиса и 90-летию Казанской зоотехнической школы, Казань, 28–30 мая 2020 года.

14. Galiev I. Ensuring possibility of functioning of tractors in agricultural production taking into account residual resources of their units and systems / I. Galiev, C. Khafizov, R. Khusainov, M. Faskhutdinov // Engineering for Rural Development : 19, Jelgava, 20–22 мая 2020 года. – Jelgava, 2020. – P. 48-53. – DOI 10.22616/ERDev.2020.19.TF012.

15. Khaliullin F. K. Prospects for using the Bayes algorithm for assessing the technical condition of internal combustion engines / F. K. Khaliullin, A. V. Matyashin, R. [et al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : electronic collection, Bangkok, Thailand, 21–23 января 2019 года. – Bangkok, Thailand: IOP Publishing, 2019. – P. 012016. – DOI 10.1088/1757-899X/635/1/012016.

16. Khaliullin F. Method for determining remaining life of engine by dynamic characteristics / F. Khaliullin, R. Akhmetzyanov, F. Arslanov, Yu. Korpakov // Engineering for Rural Development : 19, Jelgava, 20–22 мая 2020 года. – Jelgava, 2020. – P. 1096-1101. – DOI 10.22616/ERDev.2020.19.TF260.

©Ахметзянов Р.Р., Вагизов Т.Н.,  
Ахметзянова Р.Р., Гайфуллин А.И., 2021

УДК 531

## **ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРЕМЫ ОБ ИЗМЕНЕНИИ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ**

**Рахматуллина Р.Г. – к.ф.-м.н., доцент; e-mail: rachmatrg@mail.ru,  
Зиннатуллина А.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: zinnatullina-alsu@mail.ru**  
Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия

**Аннотация:** известно, что в классической механике основными объектами являются материальная точка, твердое тело, механическая система. В данной работе представлена методика решения задач об изменении кинетической энергии механической системы. Показано, что теорема об изменении кинетической энергии применяется для исследования материальных тел и механических систем, линейные и угловые скорости тел, линейное и угловое ускорения тел, которые входят в механическую систему.

**Ключевые слова:** механическая система, ускорение, скорость, поступательное движение, вращательное движение.

## **PRACTICAL APPLICATION OF THE THEOREM ON CHANGING THE KINETIC ENERGY OF A MECHANICAL SYSTEM**

***Rakhmatullina R.G. - Ph.D. in Phys-Mat; associate professor;  
e-mail: rachmatrg@mail.ru***

***Zinnatullina A. N. - Ph.D of Technics; associate professor;  
e-mail: zinnatullina-alsu@mail.ru***

***Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia***

**Abstract:** It is known that in classical mechanics the main objects are a material point, a solid, a mechanical system. This paper presents a technique for solving problems of changing the kinetic energy of a mechanical system. It is shown that the theorem on the change in kinetic energy is used to study material bodies and mechanical systems, linear and angular velocities of bodies, linear and angular accelerations of bodies that are included in a mechanical system.

**Key words:** mechanical system, acceleration, speed, translational motion, rotary motion

Теоретическая механика, механика точки и механической системы, теоретическая механика имеет широкое применение в различных областях науки [1-4]. Изучение физико-математических дисциплин играет огромную роль в подготовке специалистов по инженерным, механическим и другим направлениям. Глубокие и знания позволят будущему специалисту выработать навыки для решения сложных задач, для которых требуется изучения методов и алгоритмов построения математических моделей движения механических систем.

Под механической системой в физике понимается совокупность материальных точек (твердых тел), связанных между собой силами с силами взаимодействия.

В основу классической механики входят основные законы Ньютона, которые применяются в моделях материального тела - материальной точки.

В данной работе рассмотрим методику решения задач об изменении кинетической энергии механической системы.



При решении задач на тему «Теорема об изменении кинетической энергии механической системы» рекомендуется выбрать в начале систему тел, определить каким видом движения (поступательное, вращательное) обладает тело, записать формулу для кинетической энергии, потом показать все действующие силы на тело, вычислить работу и мощность тел [5-9].

Если использовать данную теорему, а именно (об изменении кинетической энергии механической системы), то сможем вычислить несколько механических физических величин. Например, сможем подсчитать линейные и угловые скорости тел, линейное и угловое ускорения тел, которые входят в механическую систему.

Пусть данная механическая система состоит катка, груза и блока. Каток катится по наклонной поверхности без скольжения под углом  $30^\circ$ . Данная механическая система находилась в покое. Определить линейную скорость груза в момент времени, когда груз переместится на 1 м, если на груз действует сила  $F=400$  Н. Масса троса  $m_1=50$  кг, масса груза  $m_2=50$  кг, масса катка  $m_3=40$  кг.

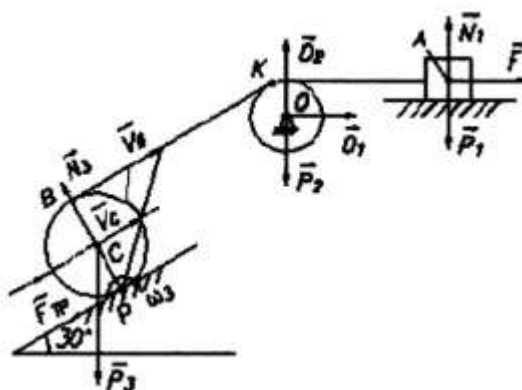


Рисунок 1. Схема механической системы

В данной задаче к механической системе относятся: груз, блок, каток и трос. На рисунке показаны все внешние силы действующие на данную механическую систему. Применим теорему об изменении кинетической энергии механической системы, которая гласит: изменение кинетической энергии системы точек на некотором перемещении равно сумме работ внешних и внутренних сил системы на этом же перемещении [10-15].

$$T - T_0 = \sum A_k^e + \sum A_k^i, \quad (1)$$

где  $T$  и  $T_0$  - кинетическая энергия системы в начальном и конечном положениях;  $\sum A_k^e$  - сумма работ внешних сил, приложенных к системе, на перемещение системы из начального положения в конечное;  $\sum A_k^i$  - сумма работ внутренних сил системы на том же перемещении.

В начальный момент времени механическая система находилась в покое и система неизменна, поэтому  $T_0=0$  и  $\sum A_k^i=0$ . Тогда формула об

изменении кинетической энергии механической системы примет вид [16-20]:

$$T = \sum A_k^e. \quad (2)$$

Энергию движения системы вычислим по формуле [5-6]:

$$T = T_1 + T_2 + T_3, \quad (3)$$

где  $T_1$  - кинетическая энергия груза 1;  $T_2$  - кинетическая энергия блока 2;  $T_3$  - кинетическая энергия катка 3.

Груз 1 совершает поступательное движение, поэтому кинетическую энергию вычислим по формуле:

$$T_1 = \frac{m_1 v_A^2}{2}.$$

Вращательное движение совершает блок 2, поэтому кинетическую энергию вычисли через момент инерции по следующей формуле:

$$T_2 = \frac{J_2 \omega_2^2}{2},$$

где  $\omega_2$  - угловая скорость блока 2.

Момент инерции блока найдем по формуле

$$J_2 = \frac{m_2 R_2^2}{2}.$$

Для вычисления скорости груза запишем связь линейной скорости с угловой скоростью

$$v_A = \omega_2 R_2.$$

Подставим угловую скорость, и момент инерции в формулу для кинетической энергии блока 2 получим

$$T_2 = \frac{1}{2} \frac{m_2 R_2^2}{2} \omega_2^2 = \frac{m_2 v_A^2}{4}.$$

Поскольку каток совершает плоское движение без скольжения, то кинетическую энергию найдем по формуле:

$$T_3 = \frac{m_3 v_2^2}{2} + \frac{J_3 \omega_3^2}{2},$$

где  $J_3 = \frac{m_3 R_3^2}{2}$ , - момент инерции катка.

Поскольку трос нерастяжимый линейные скорости груза, блока и катка будут одинаковыми. Подставим момент инерции и угловую скорость катка в  $T_3$ :

$$T_3 = \frac{3}{16} m_3 v_A^2.$$

Кинетическая энергия всей системы примет вид

$$T = \frac{m_1 v_A^2}{2} + \frac{m_2 v_A^2}{4} + \frac{3m_3 v_A^2}{16} = \frac{v_A^2}{2(m_1 + \frac{m_2}{2} + \frac{3}{8}m_3)}.$$

Обозначим через  $m_{\text{пр}}$  – «приведенная масса»:

$$m_{\text{пр}} = m_1 + \frac{m_2}{2} + \frac{3}{8}m_3,$$

тогда

$$T = \frac{m_{\text{пр}}}{2} v_A^2.$$

Вычислим работу сил:

$$\begin{aligned} dA(F) &= F dS_A \cos 0^\circ = 400 S_A dS \cos 0^\circ = 400 S_A dS_A, \\ dA(P_1) &= P_1 dS_A \cos 90^\circ = 0, \quad dA(N_1) = N dS_A \cos 90^\circ = 0, \\ dA(P_2) &= dA(O_1) = dA(O_2) = 0, \end{aligned}$$

так как точка  $O$  неподвижна, то

$$\begin{aligned} dA(P_3) &= -P_3 dS_C \cos 60^\circ, \\ dA(F_{\text{тр}}) &= F_{\text{тр}} \cdot v_p dt = 0, \end{aligned}$$

так как  $v_p = 0$ .

Получаем

$$\sum dA_K^e = 400 S_A dS_A - P_3 \frac{1}{2} dS_C.$$

Найдем связь между перемещениями  $dS_A$  и  $dS_C$ . Поскольку элементарные перемещения пропорциональны скоростям  $dS_C = \frac{dS_A}{2}$ , то

$$\sum dA_K^e = (400 S_A - \frac{P_3}{4}) dS_A$$

или

$$A^e = \int_0^{S_A} \left( 400 S_A - \frac{P_3}{4} \right) dS_A = \left( 400 \frac{S_A^2}{2} - \frac{P_3}{4} S_A \right) \Big|_0^{S_A} = 200 S_A^2 - \frac{P_3}{4} S_A,$$

$$m_{\text{пр}} \frac{v_A^2}{2} = 200 S_A^2 - \frac{P_3}{4} S_A,$$

$$v_A = \sqrt{\frac{2}{m_{\text{пр}}}} \left( 200 S_A^2 - \frac{P_3}{4} S_A \right).$$

Вычислим скорость  $v_A$  при  $S_A = 1$  м, тогда  $v_A = 1,47$  м/с.

Используя условия этой задачи найдем ускорение груза. Для этого воспользуемся теоремой об изменении кинетической энергии в дифференциальной форме:

$$dT = \sum dA^e + \sum dA^i.$$

Поскольку расстояние между точками приложения внутренних сил не изменяется, то сумма элементарных работ равна нулю ( $\sum dA^i = 0$ )

Так как  $T_A = \frac{m_{\text{пр}} \cdot v_A^2}{2}$ , то производная последнего выражения примет следующий вид:

$$dT = \frac{2m_{\text{пр}}}{2} v_A dv_A = m_{\text{пр}} v_A dv_A.$$

Подставим формулы кинетической энергии и работы в формулу (1) и разделив на  $dt$  следует выражение:

$$m_{\text{пр}} v_A \frac{dv_A}{dt} = \left( 400S_A - \frac{P_3}{4} \right) \frac{dS_A}{dt},$$

где  $\frac{dv_A}{dt} = a_A$ ,  $\frac{dS_A}{dt} = v_A$ .

Сократив скорость  $v_A$  вычислим ускорение груза

$$a_A = \frac{400S_A - \frac{P_3}{4}}{m_{\text{пр}}}.$$

Таким образом, можно сделать вывод о том что, во-первых, теорема об изменении кинетической энергии, что в системах, состоящих из двух подсистем, теорема выполняется для системы как единое целое. Во-вторых теорема может эффективно применяться для исследования материальных тел и механических систем линейные и угловые скорости тел, линейное и угловое ускорения тел, которые входят в механическую систему.

### *Литература*

1. Методика решения задач динамики: учебное пособие, А.А. Мироненко.- ИНФО УрФУ, 2019.-53 с.
2. Теоретическая механика. Динамика: Метод. указания А.Ю.Григорьев. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2009 – 68 с.
3. Теоретическая механика. Ч.3. Динамика точки: учебное пособие /М.В.Максименко, В.Е.Головко, И.В.Ключкин; СПбГТУРП. – СПб., 2014.– 69 с.
4. Саяпова, Р. Г. Частотные и температурные зависимости дипольно-сегментальной и дипольно-групповой поляризации в полимерах и жидких кристаллах : специальность 01.04.14 "Теплофизика и теоретическая теплотехника" : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата физико-математических наук / Саяпова Резида Гайфулловна. – Уфа, 2012. – 16 с.
5. Фаизов, М. Р. Кинематика сферического кривошипно-шатунного механизма / М. Р. Фаизов, М. Г. Яруллин, А. П. Мудров // Теория механизмов и машин. – 2018. – Т. 16. – № 2(38). – С. 66-73. – DOI 10.5862/TMM.38.2.

6. Частотные и температурные зависимости диэлектрической проницаемости и тангенса угла потерь некоторых нематических жидких кристаллов / Р. Г. Рахматуллина, В. С. Горелов, В. А. Тимофеев [и др.] // Электронный научный журнал Нефтегазовое дело. – 2014. – № 3. – С. 207-222.

7. Research results of spatial mechanisms and directions of their application in farming machinery / A. P. Mudrov, S. M. Yakhin, G. V. Pikhullin, A. G. Mudrov // Bio web of conferences : International Scientific-Practical Conference “Agriculture and Food Security: Technology, Innovation, Markets, Human Resources” (FIES 2020), Kazan, 28–30 мая 2020 года. – Kazan: EDP Sciences, 2020. – P. 00143.

8. Рахматуллина, Р. Г. Метод диэлектрической релаксации в полимерных материалах/ Р. Г. Рахматуллина, Л. А. Рябишина // Современные достижения аграрной науки: научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной 80 летию д.с.-х.н., профессора, член-корр. РАН, почетного члена АН РТ, академика АИ РТ, трижды Лауреата Государственных и Правительственной премии в области науки и техники, Заслуженного деятеля науки РФ, Заслуженного работника сельского хозяйства РТ Мазитова Назиба Каюмовича, Казань, 02 ноября 2020 года / Казанский государственный аграрный университет. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 285-290.

9. Пикмуллин, Г. В. Кинематическая схема станка : Практикум для выполнения лабораторных и самостоятельных работ по дисциплине «Материаловедение и технология конструкционных материалов» / Г. В. Пикмуллин, Н. З. Мингалеев, Т. Н. Вагизов. – Казань : Казанский государственный аграрный университет, 2021. – 16 с.

10. Зиннатуллина, А. Н. Исследование распространения мигрирующих веществ при напорной фильтрации в области сложной конфигурации / А. Н. Зиннатуллина, Р. И. Ибяттов // Актуальные проблемы математического образования : Материалы Международной научно-практической конференции, посвящённой 25-летию факультета математики и информатики, Набережные Челны, 24–25 апреля 2015 года. – Набережные Челны: Набережночелнинский государственный педагогический университет, 2015. – С. 53-56.

11. Мудров, А. П. Кинематика методические указания и задания по теоретической механике для практических и самостоятельных работ / А. П. Мудров, С. М. Яхин, Г. В. Пикмуллин. – Казань : Казанский государственный аграрный университет, 2020. – 24 с.

12. Фаизов, М. Р. Синтез сферического кривошипно-ползунного механизма и его кинематический анализ / М. Р. Фаизов, М. Г. Яруллин, А. П. Мудров // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2018. – № 7. – С. 183-194. – DOI 10.1872/MMF-2018-16.

13. Определение момента сил трения во вращательной кинематической паре: Лабораторный практикум для выполнения лабораторных и

самостоятельных работ / С. М. Яхин, Г. В. Пикмуллин, А. П. Мудров, З. Д. Гургенидзе. – Москва : Казанский государственный аграрный университет, 2021. – 16 с.

14. Пикмуллин, Г. В. Современная тенденция развития расчетов на прочность, жесткость, устойчивость и колебания / Г. В. Пикмуллин // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации : Научные труды I-ой Международной научно-практической конференции, Казань, 06–07 февраля 2020 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 112–114.

15. Салахов, И. М. Геометрические построения : Практикум для выполнения лабораторных и самостоятельных работ по начертательной геометрии и инженерной графике / И. М. Салахов, Г. В. Пикмуллин, Т. Н. Вагизов. – Казань : Казанский государственный аграрный университет, 2021. – 28 с.

16. Identification of the optimal parameters of the torsional vibration damper of the internal combustion engine crankshaft for normal power settings / F. Khaliullin, G. Pikmullin, J. Aladashvili [et al.] // IOP conference series: earth and environmental science : International Conference on Production and Processing of Agricultural Raw Materials, Ekaterinburg, 15–16 октября 2020 года. – Ekaterinburg: IOP Publishing, 2021. – P. 012042.

17. Study of spatial hinge mechanisms and their use in agricultural machines / A. P. Mudrov, A. G. Mudrov, S. M. Yakhin [et al.] // BIO Web of Conferences : International Scientific-Practical Conference “Agriculture and Food Security: Technology, Innovation, Markets, Human Resources” (FIES 2019), Kazan, 13–14 ноября 2019 года. – Kazan: EDP Sciences, 2020. – P. 00012.

18. Determination of statistical data of conditional probabilities of the technical condition of internal combustion engines when compiling the Bayes diagnostic table / F. Kh. Khaliullin, J. K. Aladashvili, A. A. Nurmiev [et al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : electronic collection, Bangkok, Thailand, 21–23 января 2019 года. – Bangkok, Thailand: IOP Publishing, 2019. – P. 012017.

19. Agrobiological basis of wheat yield formation *Dicoccum Schrank* (spelt) in the ancestral domain of the Republic of Tatarstan / F. Shaikhutdinov, I. Serzhanov, A. Serzhanova [et al.] // BIO Web of Conferences : International Scientific-Practical Conference “Agriculture and Food Security: Technology, Innovation, Markets, Human Resources” (FIES 2019), Kazan, 13–14 ноября 2019 года. – Kazan: EDP Sciences, 2020. – P. 00072. – DOI 10.1051/bioconf/20201700072.

20. Improving the operational efficiency of tractors by ensuring their ability to perform work / S. Yahin, F. Gabdrarifov, F. Khaliullin [et al.] // BIO Web of Conferences : International Scientific-Practical Conference “Agriculture and Food Security: Technology, Innovation, Markets, Human Resources” (FIES 2019), Kazan, 13–14 ноября 2019 года. – Kazan: EDP Sciences, 2020. – P. 00111. – DOI 10.1051/bioconf/20201700111.

УДК 667.6

**РАЗРАБОТКА РЕЦЕПТУРНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ  
ПОЛУЧЕНИЯ СВЕТОВОЗВРАЩАЮЩИХ ПОКРЫТИЙ**

*Вагизов Т.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: tagirvagizov@yandex.ru,*

*Ахметзянов Р.Р. – к.т.н., доцент; e-mail: rishat83@mail.ru,*

*Шайдуллина К.И. - студент*

*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*

**Аннотация:** целью данной работы является разработка рецептурных и технологических параметров получения световозвращающих покрытий с использованием материалов российского производства. Объектом исследования являются тонкопленочные световозвращающие покрытия с использованием стеклянных микросфер. Рассмотрены технологические варианты позволяющих получить более высокие показатели световозвращающих покрытий, на основе покрытий связующего, наполненного стеклянными микросферическими световозвращателями.

**Ключевые слова:** пленка, световозвращение, покрытие, материал, структура, отражение.

**DEVELOPMENT OF PRESCRIPTION AND TECHNOLOGICAL PARAMETERS FOR OBTAINING RETROREFLECTIVE COATINGS**

*Vagizov T.N. – PhD of Technics, associate professor; e-mail: tagirvagizov@yandex.ru,*

*Akhmetzyanov R.R. – PhD of Technics, associate professor; e-mail: rishat83@mail.ru,*

*Shaidullina K.I. – student*

*Kazan state agrarian university, Kazan, Russia*

**Abstract:** the purpose of this work is to develop prescription and technological parameters for obtaining retroreflective coatings using Russian-made materials. The object of the study is thin-film retroreflective coatings using glass microspheres. Technological options for obtaining higher rates of retroreflective coatings based on binder coatings filled with glass microspherical retroreflectors are considered.

**Key words:** film, retroreflection, coating, material, structure, reflection.

В данное время в нашей стране используются пленки как отечественных, так и зарубежных производителей, таких как «Регарт» (Россия), «AVERY DENNISON» (Германия), «3М» (США), «ТМ» (Китай). Наиболее широкий ассортимент световозвращающих покрытий на мировом и российском рынке представлен фирмой Oralite (Германия). Наиболее распространенной и известной фирмой является американ-

ская компания «ЗМ». На данный момент компания производит световозвращающую пленку под названием «ЗМ с» [1-5].

Основными поставщиками световозвращающих плёнок, применяемых в РФ организациями обеспечения безопасности дорожного движения, это дорожные информационные знаки, катафоты, световозвращающие ткани различного назначения являются зарубежные производители: Китай, Япония, Корея, США фирма «ЗМ», как основной законодатель и монополист в этой области. Предприятия, которые используют световозвращающие покрытия в военной отрасли, космической и авиационной технике, производят такие материалы исключительно для специфического применения и научно – исследовательских целей [6-10].

Анализ источников позволили прийти к выводу, что в РФ нет собственного производства световозвращающих материалов и в основном изготовление световозвращающих изделий различного применения основано на использовании закупочных световозвращающих плёнок и тканей.

Целью данной работы является разработка рецептурных и технологических параметров получения световозвращающих покрытий с использованием материалов российского производства.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- изучить основы световозвращения поверхностей различных структур и определить перечень основных световозвращающих показателей.
- разработать структуру световозвращающего покрытия.
- выбрать материалы для элементов, формирующих структуру световозвращающей оптической конструкции.
- выявить влияние качества используемых в структуре СВП материалов, производимых в РФ, на их оптические свойства.
- разработать опытно– экспериментальный вариант технологического процесса формирования СВП с использованием стеклянных микросферических линз с оптическими показателями на уровне пленки «ЗМ».

Объектом исследования являются тонкопленочные световозвращающие покрытия с использованием стеклянных микросфер.

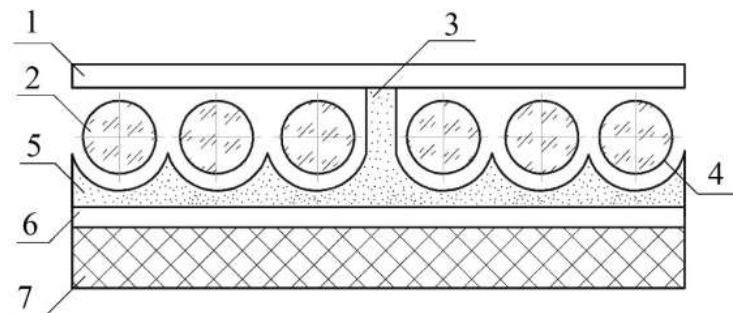
Необходимо определить механизмы световозвращения в покрытиях на основе уголковых отражателей и стеклянных микросфер. Выбрать материалы для световозвращающих покрытий и разработать технологию их формирования. Установить зависимость свойств покрытий от равномерности распределения, структуры, дисперсности, природы и количественного соотношения микросферических отражателей, а также режимных параметров и формирования функциональных слоев [11-15].

Формирование покрытий со световозвращающим эффектом в основном базируется на использовании световозвращающих элементов двух типов, которые входят в конструкцию покрытия: стеклянные микросферические световозвращатели и «уголковые» (их называют также призматическими).



Одним из технологических вариантов, позволяющих получить более высокие показатели световозвращающих покрытий (СВП), является принятие за основу покрытий связующего, наполненного стеклянными микросферическими световозвращателями [16-20].

При использовании линзовых микросферических элементов структура многослойной плёнки приведена на рисунке 1.



1 – защитный слой, 2 – микросферический элемент, 3 – разделитель (полимерная сетка с ячейками определенной формы), 4 – отражающий слой, 5 – связующий слой, 6 – адгезионный слой, 7 – подложка.

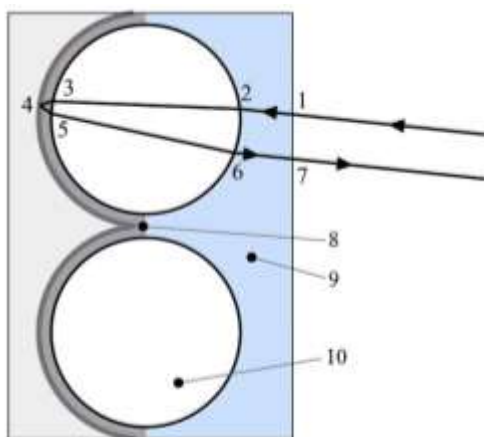
Рисунок 1 - Структура световозвращающего покрытия на микросферических световозвращателях.

На несущем материале с адгезионным подслоем для крепления изделия при монтаже нанесён связующий слой, в который частично внедрены стеклянные микросферы с определённым коэффициентом преломления. Связующий слой содержит отражательные частицы, контактирующие с микросферами и сеть соединяющих частей с верхней защитной светопропускающей плёнкой. Между промежутками соединяющих частей, формирующих ячейки, расположены микросферы, верхняя часть которых не контактирует с защитной плёнкой за счёт зазора, где образуется воздушная прослойка.

В стеклянном микросферике наблюдаются как минимум шесть преломлений (рисунок 2).

Их может быть и больше при дополнительном покрытии пленки, например, слоем, позволяющим наносить сольвентные чернила. Важно знать одно: чем больше количество преломлений, тем больше будет происходить смещение отраженного светового пучка и, как следствие, снижение отражающей способности.

Учитывая, что оптические свойства покрытий на основе полимерных порошковых композиций определяются комплексом оптических характеристик исходных компонентов, их сочетанием, варьируя структуру, природу и количественные соотношения компонентов, образующих покрытие, можно в широких пределах изменять оптические и физико – химические свойства наполненных, в том числе световозвращающих покрытий, с учётом их функционального назначения.



1, 2, 3, 5, 6, 7 – преломление, 4 – отражение; 8 – отражающий слой; 9 – защитный светопропускающий слой; 10 – стеклянная микросфера.

Рисунок 2 - Схема движения светового луча и его путь через световозвращающий элемент

### *Литература*

1. Ахметзянов, Р.Р. Древесина как сырье для подшипников скольжения сельскохозяйственных машин / Р.Р. Ахметзянов,

Т.Н. Вагизов, А.Р. Ахметзянова // Современные достижения аграрной науки: Научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ, профессора, академика академии Аграрного образования, лауреата Государственной премии РФ в области науки и техники, заслуженного изобретателя СССР Гайнанова Хазипа Сабировича (Казань, 26 февраля 2021 года). – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2021. – С. 200-204.

2. Вагизов, Т.Н. Технологии получения и свойства световозвращающих покрытий / Т.Н. Вагизов, Л.Р. Фазлыев,

Э.Э. Шарафутдинова // Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы - 2018 (МНТК "ИМТОМ-2018"): Материалы IX Международной научно-технической конференции (Казань, 05–07 декабря 2018 года). – Казань: Акционерное общество «Казанский научно-исследовательский институт авиационных технологий», 2018. – С. 17-23.

3. Galimov, E. R. Method for synthesis of retro-reflective coatings with specified optical properties / E. R. Galimov, T. N. Vagizov, A. V. Belyaev // Solid State Phenomena. – 2018. – Vol. 284. – P. 1205-1209. – DOI 10.4028/www.scientific.net/SSP.284.1205.

4. Насибуллин, А.И. Анализ и разработка мероприятий для повышения качества ремонта техники / А.И. Насибуллин, Т.Н. Вагизов // Студенческая наука - аграрному производству: Материалы 76-ой студенческой (региональной) научной конференции (Казань, 11–12 апреля 2018 года). – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2018. – С. 39-41.

5. Влияние технического состояния автотранспортных средств на периодичность их обслуживания / Ф.Х. Халиуллин, Р.А. Яковлев, А.В. Матяшин [и др.] // Инновации и инвестиции. – 2021. – № 7. – С. 170-174.
6. Sharifullin S.N., Some characteristics of surface hardening of steel 65g in the electric-spark method / Sharifullin S.N., Fayzrakhmanov I.A., Lyadov R.M., Shustov V.A., Adigamov N.R., Akhmetzyanov R.R., Shaykhutdinov R.R., Bayniyazova A.T. // Journal of Physics: Conference Series. electronic edition. - 2019. - С. 012100.
7. Некоторые характеристики упрочнения поверхности стали 65Г электроискровым методом / С.Н. Шарифуллин, И.А. Файзрахманов, Н.Р. Адигамов [и др.] // Низкотемпературная плазма в процессах нанесения функциональных покрытий. - 2019. - Т. 1. - № 10. - С. 421-427.
8. Ахметзянов, Р.Р. Полимерные композиции для подшипников скольжения сельскохозяйственных машин / Р.Р. Ахметзянов, Р.Р. Шайхутдинов, Р.Р. Ахметзянова // Современные достижения аграрной науки : Научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ, профессора, академика академии Аграрного образования, лауреата Государственной премии РФ в области науки и техники, заслуженного изобретателя СССР Гайнанова Хазипа Сабировича (Казань, 26 февраля 2021 года). – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2021. – С. 204-208.
9. Ахметзянов, Р.Р. Разработка композиций с эффектом фрикционного переноса на узлах трения скольжения / Р.Р. Ахметзянов, А.Р. Ахметзянова // Сельское хозяйство и продовольственная безопасность: технологии, инновации, рынки, кадры : Научные труды II Международной научно-практической конференции, посвященной 70-летию Института механизации и технического сервиса и 90-летию Казанской зоотехнической школы (Казань, 28–30 мая 2020 года). – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2020. – С. 181-187.
10. Хусаинов, Р.К. Обоснование мероприятий по оптимизации уровня эксплуатации тракторов / Р.К. Хусаинов, И.Г. Галиев // Устойчивое развитие сельского хозяйства в условиях глобальных рисков: Материалы научно-практической конференции (Казань, 07 декабря 2016 года). – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2016. - С. 300-305.
11. Хусаинов, Р.К. Влияние качества технического обслуживания на работоспособность тракторов / Р.К. Хусаинов, И.Г. Галиев, Т.А. Хусаинова // Устойчивое развитие сельского хозяйства в условиях глобальных рисков: Материалы научно-практической конференции (Казань, 07 декабря 2016 года). – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2016. С. 310-314.
12. Галиев, И.Г. Анализ факторов, влияющих на технико-экономические и эксплуатационные показатели тракторов в аграрном

производстве / И.Г. Галиев, Р.К. Хусаинов, Т.А. Хусаинова // Современное состояние, проблемы и перспективы развития механизации и технического сервиса агропромышленного комплекса. Материалы международной научно-практической конференции Института механизации и технического сервиса (Казань, 15-16 мая 2018 года). – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2018. - С. 95-100.

13. Почвообрабатывающее орудие с комбинированными рабочими органами / Р.Г. Юнусов, Г.Г. Булгариев, Г.В. Пикмуллин, В.П. Данилов // Сахарная свекла. – 2013. – № 2. – С. 42-44.

14. Процесс взаимодействия лезвия зуба пластинчатой пружины с почвой / Г.Г. Булгариев, Р.Г. Юнусов, Г.В. Пикмуллин,

Р.Р. Ширязданов // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2016. – Т. 11. – № 2(40). – С. 83-86. – DOI 10.12737/20642.

15. Khaliullin, F.Kh. Determination of statistical data of conditional probabilities of the technical condition of internal combustion engines when compiling the Bayes diagnostic table / F.Kh. Khaliullin, J.K. Aladashvili, A.A. Nurmiev, S.A. Sinitsky, G.V. Pikmullin // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : electronic collection, Bangkok, Thailand, 21–23 января 2019 года. – Bangkok, Thailand: IOP Publishing, 2019. – P. 012017. – DOI 10.1088/1757-899X/635/1/012017.

16. Study of spatial hinge mechanisms and their use in agricultural machines / A. P. Mudrov, A. G. Mudrov, S. M. Yakhin, N.Z. Mingaleev, G.V. Pikmullin // BIO Web of Conferences : International Scientific-Practical Conference “Agriculture and Food Security: Technology, Innovation, Markets, Human Resources” (FIES 2019) (Kazan, 13–14 ноября 2019 года). – Kazan: EDP Sciences, 2020. – P. 00012. – DOI 10.1051/bioconf/20201700012.

17. Мудров, А.П. Проектирование пространственного 5R механизма по заданному закону движения выходного звена /

А.П. Мудров, А.Г. Мудров, Г.В. Пикмуллин // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2020. – Т. 15. – № 2(58). – С. 107-113. – DOI 10.12737/2073-0462-2020-107-113.

18. Обоснование оптимального уровня эксплуатации тракторов в аграрном производстве / Р.К. Хусаинов, И.Г. Галиев, Ф.З. Габдрафиков, [и др.] // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2019. - Т. 14. - № 4-2 (56). - С. 91-95.

19. Салахов, И.М. Основные направления восстановления и упрочнения режущих поверхностей рабочих органов почвообрабатывающих машин / И.М. Салахов, Н.Ф. Вафин, Т.Н. Вагизов // Научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ, профессора, академика академии Аграрного образования, лауреата Государственной премии РФ в области науки и техники, заслуженного изобретателя СССР Гайнанова Хазипа Сабировича (Казань, 26 февраля 2021 года). – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2021 - С. 139-145.

20. Анализ способов нанесения лакокрасочных покрытий при ремонте сельскохозяйственной техники / И.М. Салахов, Н.Ф. Вафин, Т.С. Обухов [и др.] // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации: Труды I-ой Международной научно-практической конференции (Казань, 06–07 февраля 2020 года). – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2020 - С. 229-232.

©Вагизов Т.Н., Ахметзянов Р.Р., Шайдуллина К.И., 2021

УДК 667.6

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЙ ПОЛУЧЕНИЯ ДИСПЕРСНО-НАПОЛНЕННЫХ СВЕТОВОЗВРАЩАЮЩИХ МАТЕРИАЛОВ**

***Вагизов Т.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: tagirvagizov@yandex.ru,  
Ахметзянов Р.Р. – к.т.н., доцент; e-mail: rishat83@mail.ru***

*ФГБОУ ВО «Казанский государственный аграрный университет»,  
г. Казань, Россия*

**Аннотация:** в работе проанализированы способы получения световозвращающих материалов с заданными эксплуатационными и оптическими свойствами на основе полимерно-порошковых композиций. Разработка составов и совершенствование технологий получения, обладающих повышенными эксплуатационно-технологическими свойствами является актуальным. Изучение особенностей и закономерностей влияния состава, структуры полимерно-порошковых композиций и технологий получения на свойства световозвращающих материалов является важной задачей. На основе различных типов полимерных порошковых композиций, с использованием компонентов отечественного производства, разработаны составы и технология получения новых световозвращающих материалов.

**Ключевые слова:** полимер, порошок, композиция, покрытие, отражатель, дисперсность, материал, процесс, световозвращение.

## **IMPROVEMENT OF TECHNOLOGIES FOR OBTAINING DISPERSE- FILLED LIGHT-RETURNING MATERIALS**

***Vagizov T.N. – PhD of Technics, associate professor; e-mail:  
tagirvagizov@yandex.ru,***

***Akhmetzyanov R.R. – PhD of Technics, associate professor;  
e-mail: rishat83@mail.ru,***

*Kazan state agrarian university, Kazan, Russia*

**Abstract:** the paper analyzes the methods for obtaining retroreflective materials with specified operational and optical properties based on polymer-powder compositions. The development of compositions and the improvement of production technologies with increased operational and technological

properties is relevant. The study of the features and regularities of the influence of the composition, structure of polymer-powder compositions and production technologies on the properties of retroreflective materials is an important task. On the basis of various types of polymer powder compositions, using components of domestic production, compositions and technology for obtaining new retroreflective materials have been developed.

**Key words:** polymer, powder, composition, coating, reflector, dispersion, material, process, retroreflection.

В настоящее время известны ряд различных способов получения световозвращающих материалов, отличающихся своими светоотражающими элементами, исходными компонентами, структурой и технологией получения. Лидирующее положение среди мировых производителей световозвращающих материалов занимает фирма «ЗМ», которая производит широкий ассортимент пленочных материалов с использованием микросферических и уголковых световозвращателей. Однако следует отметить, что такие световозвращающие материалы отличаются высокой стоимостью [1-5]. Технология изготовления световозвращающих материалов с использованием микросфер является более простой, технологичной и экономически целесообразной [6-10].

Поэтому, для получения новых дисперсно-наполненных световозвращающих материалов в виде пленок и покрытий различной структуры с использованием компонентов отечественного производства, важной задачей является разработка новых составов и энергосберегающих технологий получения [11-15].

Работа направлена на изучение особенностей и закономерностей влияния состава, структуры и технологий получения на свойства световозвращающих материалов.

Для получения гибких многослойных световозвращающих материалов использовали исходные компоненты состоящих из промежуточного слоя, связующего слоя, разделяющего слоя, стеклянных микросфер и защитного слоя [16-20].

Получение световозвращающих материалов на основе полимерных порошковых композиций осуществлялось с использованием эпоксидной, полиэфирной, эпоксиполиэфирной композиции. Характеристики полимерных порошковых композиция и покрытий на их основе представлены в таблице 1.

Нанесение порошковых композиций и формирование покрытий проводили электростатическим способом с использованием установки, состоящей из распылительного устройства, камеры напыления и камеры полимеризации.

Для формирования световозвращающих материалов на основе полимерно-порошковых композиций использовали стальные и алюминиевые пластинки, подготовку поверхности пластин проводили по ГОСТу.

Нанесение микросфер осуществляли при оптимальных режимных параметрах с использованием распылителя. Избыток микросфер с верхних слоев покрытия удаляли эжекторной насадкой.

Таблица 1 - Характеристики полимерных порошковых композиция и покрытий на их основе

|                                    | Средний размер частиц, мкм | Дисперсность, мкм | Насыпная плотность, Мг/м <sup>3</sup> | Толщина покрытия, мкм | Температура пленкообразования, °С | Время пленкообразования, мин. |
|------------------------------------|----------------------------|-------------------|---------------------------------------|-----------------------|-----------------------------------|-------------------------------|
| Эпоксидная композиция ПЭП-219      | 40-45                      | 4-100             | 6,0-7,0                               | 100-120               | 180-200                           | 20                            |
| Эпоксиполиэфирная композиция Пигма | 20-35                      | 5-90              | 6,5-7,5                               | 110-120               | 190                               | 15                            |
| Эпоксидная композиция ПЭП-91       | 30-40                      | 5-80              | 6,5-7,5                               | 120-125               | 180-200                           | 30                            |
| Полиэфирная композиция П-ПЭ-1130   | 25-35                      | 5-90              | 6,5-7,5                               | 120-125               | 190                               | 15                            |

Во время проведения экспериментальных исследований учитывали такие факторы, как дефектность микросфер, размер частиц микросфер, показатель преломления, индикатрисы отражения, адгезии, укывистости и другие эксплуатационные характеристики.

Исследования перечисленных характеристик проводили в соответствии с ГОСТами.

Для определения дефектности формы микросфер использовали инвертированный микроскоп, и дифракционный лазерный анализатор для оценки дисперсности стеклянных микросфер. Толщину функциональных слоев световозвращающих материалов определяли толщиномером.

Для измерения индикатрисы отражения использовали установку для исследования световозвращающих материалов. Установка состоит из осветителя, поворотного стола на который установлен исследуемый

образец, диафрагмы, фотоприемника, фотометра и блок измерения фотометра.

В качестве примера на рисунках 1 и 2 представлена картина отражения исследованных образцов световозвращающих материалов с диффузным отражением и с высоким световозвращением.



Рисунок 1 - Образец СВМ с высоким световозвращением.



Рисунок 2 - Образец СВМ с диффузным отражением.

Оценку зависимости интенсивности отражения световозвращающих материалов от типа отражающего слоя производили путем построения и анализа диаграмм индикатрис отражения от степени дисперсности микросфер. Из представленных экспериментальных данных видно, что максимальная величина интенсивности отражения проявляется для световозвращающих материалов с одинаковой дисперсностью микросфер при использовании в качестве отражающего слоя в виде фольгированного алюминия. Таким образом, можно сделать заключение, что на величину и характер изменения величины интенсивности отражения заметное влияние оказывает состояние поверхности отражающего слоя, а



увеличение дисперсности ведет к увеличению интенсивности световозвращения.

### *Литература*

1. Ахметзянов, Р.Р. Древесина как сырье для подшипников скольжения сельскохозяйственных машин / Р.Р. Ахметзянов, Т.Н. Вагизов, А.Р. Ахметзянова // Современные достижения аграрной науки : Научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ, профессора, академика академии Аграрного образования, лауреата Государственной премии РФ в области науки и техники, заслуженного изобретателя СССР Гайнанова Хазипа Сабировича (Казань, 26 февраля 2021 года). – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2021. – С. 200-204.
2. Вагизов, Т.Н. Технологии получения и свойства световозвращающих покрытий / Т.Н. Вагизов, Л.Р. Фазлыев, Э.Э. Шарафутдинова // Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы - 2018 (МНТК "ИМТОМ-2018"): Материалы IX Международной научно-технической конференции (Казань, 05–07 декабря 2018 года). – Казань: Акционерное общество «Казанский научно-исследовательский институт авиационных технологий», 2018. – С. 17-23.
3. Galimov, E. R. Method for synthesis of retro-reflective coatings with specified optical properties / E. R. Galimov, T. N. Vagizov, A. V. Belyaev // Solid State Phenomena. – 2018. – Vol. 284. – P. 1205-1209. – DOI 10.4028/www.scientific.net/SSP.284.1205.
4. Насибуллин, А.И. Анализ и разработка мероприятий для повышения качества ремонта техники / А.И. Насибуллин, Т.Н. Вагизов // Студенческая наука - аграрному производству: Материалы 76-ой студенческой (региональной) научной конференции (Казань, 11–12 апреля 2018 года). – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2018. – С. 39-41.
5. Влияние технического состояния автотранспортных средств на периодичность их обслуживания / Ф.Х. Халиуллин, Р.А. Яковлев, А.В. Матяшин [и др.] // Инновации и инвестиции. – 2021. – № 7. – С. 170-174.
6. Sharifullin S.N., Some characteristics of surface hardening of steel 65g in the electric-spark method / Sharifullin S.N., Fayzrakhmanov I.A., Lyadov R.M., Shustov V.A., Adigamov N.R., Akhmetzyanov R.R., Shaykhutdinov R.R., Bayniyazova A.T. // Journal of Physics: Conference Series. electronic edition. - 2019. - С. 012100.
7. Некоторые характеристики упрочнения поверхности стали 65Г электроискровым методом / С.Н. Шарифуллин, И.А. Файзрахманов, Н.Р. Адигамов [и др.] // Низкотемпературная плазма в процессах нанесения функциональных покрытий. - 2019. - Т. 1. - № 10. - С. 421-427.
8. Ахметзянов, Р.Р. Полимерные композиции для подшипников скольжения сельскохозяйственных машин / Р.Р. Ахметзянов,

Р.Р. Шайхутдинов, Р.Р. Ахметзянова // Современные достижения аграрной науки : Научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ, профессора, академика академии Аграрного образования, лауреата Государственной премии РФ в области науки и техники, заслуженного изобретателя СССР Гайнанова Хазипа Сабировича (Казань, 26 февраля 2021 года). – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2021. – С. 204-208.

9. Ахметзянов, Р.Р. Разработка композиций с эффектом фрикционного переноса на узлах трения скольжения / Р.Р. Ахметзянов, А.Р. Ахметзянова // Сельское хозяйство и продовольственная безопасность: технологии, инновации, рынки, кадры : Научные труды II Международной научно-практической конференции, посвященной 70-летию Института механизации и технического сервиса и 90-летию Казанской зоотехнической школы (Казань, 28–30 мая 2020 года). – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2020. – С. 181-187.

10. Хусаинов, Р.К. Обоснование мероприятий по оптимизации уровня эксплуатации тракторов / Р.К. Хусаинов, И.Г. Галиев // Устойчивое развитие сельского хозяйства в условиях глобальных рисков: Материалы научно-практической конференции (Казань, 07 декабря 2016 года). – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2016. - С. 300-305.

11. Хусаинов, Р.К. Влияние качества технического обслуживания на работоспособность тракторов / Р.К. Хусаинов, И.Г. Галиев, Т.А. Хусаинова // Устойчивое развитие сельского хозяйства в условиях глобальных рисков: Материалы научно-практической конференции (Казань, 07 декабря 2016 года). – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2016. С. 310-314.

12. Галиев, И.Г. Анализ факторов, влияющих на технико-экономические и эксплуатационные показатели тракторов в аграрном производстве / И.Г. Галиев, Р.К. Хусаинов, Т.А. Хусаинова // Современное состояние, проблемы и перспективы развития механизации и технического сервиса агропромышленного комплекса. Материалы международной научно-практической конференции Института механизации и технического сервиса (Казань, 15-16 мая 2018 года). – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2018. - С. 95-100.

13. Почвообрабатывающее орудие с комбинированными рабочими органами / Р.Г. Юнусов, Г.Г. Булгариев, Г.В. Пикмуллин, В.П. Данилов // Сахарная свекла. – 2013. – № 2. – С. 42-44.

14. Процесс взаимодействия лезвия зуба пластинчатой пружины с почвой / Г.Г. Булгариев, Р.Г. Юнусов, Г.В. Пикмуллин, Р.Р. Ширияздов // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2016. – Т. 11. – № 2(40). – С. 83-86. – DOI 10.12737/20642.

15. Khaliullin, F.Kh. Determination of statistical data of conditional probabilities of the technical condition of internal combustion engines when

compiling the Bayes diagnostic table / F.Kh. Khaliullin, J.K. Aladashvili, A.A. Nurmiev, S.A. Sinitsky, G.V. Pikhullin // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : electronic collection, Bangkok, Thailand, 21–23 января 2019 года. – Bangkok, Thailand: IOP Publishing, 2019. – P. 012017. – DOI 10.1088/1757-899X/635/1/012017.

16. Study of spatial hinge mechanisms and their use in agricultural machines / A. P. Mudrov, A. G. Mudrov, S. M. Yakhin, N.Z. Mingaleev, G.V. Pikhullin // BIO Web of Conferences : International Scientific-Practical Conference “Agriculture and Food Security: Technology, Innovation, Markets, Human Resources” (FIES 2019) (Kazan, 13–14 ноября 2019 года). – Kazan: EDP Sciences, 2020. – P. 00012. – DOI 10.1051/bioconf/20201700012.

17. Мудров, А.П. Проектирование пространственного 5R механизма по заданному закону движения выходного звена / А.П. Мудров, А.Г. Мудров, Г.В. Пикмуллин // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2020. – Т. 15. – № 2(58). – С. 107-113. – DOI 10.12737/2073-0462-2020-107-113.

18. Обоснование оптимального уровня эксплуатации тракторов в аграрном производстве / Р.К. Хусаинов, И.Г. Галиев, Ф.З. Габдрафиков, [и др.] // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2019. – Т. 14. – № 4-2 (56). – С. 91-95.

19. Салахов, И.М. Основные направления восстановления и упрочнения режущих поверхностей рабочих органов почвообрабатывающих машин / И.М. Салахов, Н.Ф. Вафин, Т.Н. Вагизов // Научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ, профессора, академика академии Аграрного образования, лауреата Государственной премии РФ в области науки и техники, заслуженного изобретателя СССР Гайнанова Хазипа Сабировича (Казань, 26 февраля 2021 года). – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2021 - С. 139-145.

20. Анализ способов нанесения лакокрасочных покрытий при ремонте сельскохозяйственной техники / И.М. Салахов, Н.Ф. Вафин,

Т.С. Обухов [и др.] // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации: Труды I-ой Международной научно-практической конференции (Казань, 06–07 февраля 2020 года). – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2020 - С. 229-232.

©Вагизов Т.Н., Ахметзянов Р.Р., 2021

УДК 658.382.3 (03)

## **ОСОБЕННОСТИ ТРУДОВОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ЖЕНЩИН И ПОДРОСТКОВ**

**Макаров Д.М. – студент; e-mail: cicerongamer@gmail.com,**

**Макарова О.И. – к.с.-х.н., доцент; e-mail: olga\_180472@mail.ru,**

**Яруллин Ф.Ф. – к.т.н., доцент; e-mail: fanis4444@mail.ru**

*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*

**Аннотация:** в этой статье описаны основные особенности организации труда женщин и подростков, ограничения, которые предусмотрены трудовым и санитарным законодательством, а также целесообразность этих мер.

**Ключевые слова:** женщины, подростки, гигиена труда, производственная среда.

## **PECULIARITIES OF EMPLOYMENT OF WOMEN AND ADOLESCENTS**

***Makarov D.M. – student; e-mail: cicerongamer@gmail.com,***

***Makarova O.I. - Candidate of Agricultural Sciences, associate professor; e-mail: olga\_180472@mail.ru,***

***Yarullin F.F. – PhD of Technics, associate professor; e-mail: fanis4444@mail.ru***

*Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia*

**Abstract:** This article describes the main features of the organization of labor for women and adolescents, the restrictions that are provided for by labor and health legislation, as well as the feasibility of these measures.

**Key words:** women, adolescents, occupational hygiene, working environment.

Производственная среда наполнена факторами различной природы, которые непосредственно влияют на состояние здоровья рабочего. Женщины и подростки обладают рядом анатомо-физиологических особенностей, что является основанием для выделения их в отдельные группы при нормировании факторов производственной среды.

Целесообразность нормирования производственных факторов для женщин всех возрастов заключается в том, что скелетная мускулатура, опорно-двигательный аппарат, а также репродуктивная система женщин сильно отличаются по своей функциональности от мужской, поэтому под воздействием некоторых производственных факторов у женщин могут возникнуть необратимые последствия для здоровья.

В Российской Федерации предусмотрен перечень производств, работ и видов труда, которые считаются опасными для женщин и на которые женщин в России трудоустроить нельзя. Данный перечень описывает ряд отраслей и технологических процессов, которые имеют место быть в данных отраслях, которые, как правило, имеют в себе тяжелый физический труд или же опасное влияние химических и физических факторов. Занятость женщин на вредных или опасных производствах возможна только в том случае, если они занимают должности связанные с санитарно-бытовым обслуживанием или же руководством, то есть там, где влияние опасных и вредных факторов, характерных для конкретного производства или отрасли, минимизировано или вообще отсутствует [1,2,3,4].

Также при нормировании производственной среды, в которых заняты женщины, учитываются микроклиматические условия. Использование женского труда возможно только при установлении на производстве оптимальных или же допустимых параметров микроклимата шума и вибрации [5,6,7]. То есть женщины могут, осуществляют свою профессиональную деятельность в среде, где наблюдаются экстремальные микроклиматические условия, только в случае минимизации влияния экстремального климата на женщин вплоть до оптимальных параметров [8,9,10]. Так же обязательным условием является проведение инструктажей и обучения по охране труда [11,12,13].

Женщины в рамках своей трудовой деятельности могут заниматься переносками или передвижением тяжестей, но с условием соблюдения предусмотренных для них норм. Максимальной допустимой массой груза для подъема и перемещения, в случае чередования этого процесса с деятельностью другого характера, составляет 10 кг. Если подъёмы и переносы занимают большую часть рабочего времени, то максимальная масса уменьшается до 7 кг. Стоит учитывать, что масса включает не только товары, а также упаковки и тары, в которых перевозится товар. В случае, если для транспортировки используется некоторое вспомогательное приспособление, например, тележки, рохля, то усилие, которое прикладывает сотрудница, не должно быть больше 10 кг.

Величина ежечасной динамической работы, совершаемой сотрудницей, не должна превышать 1750 кг/м, если работа производится с рабочей поверхности и 875 кг/м, если работа производится с пола.

При организации трудовой деятельности женщин предпочтительнее, чтобы у сотрудниц были стационарные рабочие места, где они в свободном режиме могли бы выполнять свою работу, а также желательно, чтобы не было необходимости сотруднице находиться постоянно в позе «стоя» или «сидя».

Несмотря на то, что в современной России женщины не редко работают в ночное время, в трудовом кодексе до сих пор сохранилось упоминание об ограничении привлечения женщин к ночному труду. Женщины могут быть привлечены к ночному труду в случае необходимости одного в данной конкретной хозяйственной деятельности. Данное положение сохранилось еще с самых ранних времен, с 1922 года, и неоднократно отмечались попытки полного вывода женщин из ночного труда, но сегодня женщины почти не испытывают неудобств, связанных с этим ограничением.

Для беременных женщин, как для отдельной категории лиц, предусмотрены отдельные ПДК и ПДУ факторов производственной среды в силу сенситивности и хрупкости состояния их здоровья и здоровья плода. При осуществлении трудовой деятельности беременные девушки могут осуществлять перемещение или подъем объектов, но максимальный вес этих объектов много ниже, чем допустимый для подъема вес у женщин небеременных, а именно 2,5 кг в случае совмещения с другими

операциями и 1,25 кг в случае постоянного перемещения объекта. Стоит отметить, что также беременная должна быть освобождена от операций, в которых необходимо производить подъем объекта выше линии плечевого пояса и с пола.

Даже в случае, когда сотрудницам не нужно в рамках трудовой деятельности производить подъем и переноску, у них все равно может произойти ухудшение самочувствия или другие состояния из-за, например, долгих вынужденных поз, особенно на коленях, корточках, согнувшись или при долгом напряжении мышц нижних конечностей и брюшного пресса. Поэтому все эти моменты не положены при организации труда беременных.

Беременных сотрудниц не позволительно допускать до оборудования с ножными педалями, а также ни в коем случае не определять их на конвейерное производство с принудительным ритмом работы.

Женщины в период беременности не могут быть заняты на производстве, где подразумевается работа с биологическим фактором, то есть бактерии, вирусы, грибки и др. Также невозможна трудовая деятельность женщин в период беременности в условиях инфракрасного излучения, температура нагретых поверхностей должна быть не выше 35 градусов по Цельсию. Беременных не могут привлекать к деятельности, которая связана с намоканием и работой на сквозняках. Для женщин в период беременности запрещается работа в условиях резких перепадов барометрического давления (летный состав, бортпроводницы, персонал барокамер и др.), повышенного шума и вибрации, загазованности, а так же если имеется вероятность удара током [14,15]. Все эти параметры должны быть исследованы при аттестации и сертификации производственных объектов [16,17,18].

Рабочее место для беременной сотрудницы должно быть организовано особым образом. Оно может быть только стационарным и не ограничивающим в движениях. На рабочем месте должна быть особая мебель, а именно вращающийся стул, высоту которого можно менять, а также он должен обязательно содержать в себе спинку, поясничный валик, подлокотник и сиденье. Данные условия должны способствовать высокой работоспособности беременных без явных перегрузок.

В случае установления факта беременности сотрудницы, которая ранее была занята на производстве, которое недопустимо в период беременности, работодатель должен организовать ей перевод на допустимое производство.

В Российской Федерации возможна трудовая деятельность подростка возраста от 14 лет. Целью нормирования производственных факторов при организации труда подростков является максимальная минимизация действия этих самых факторов для исключения всякого вредного влияния на процессы роста и развития организма молодого человека. В подростковом возрасте в организме человека происходит огромное

количество естественных процессов роста, срыв которых может привести к последствиям на всю жизнь.

Несовершеннолетние работники не могут быть использованы в погрузочно-разгрузочных работах, в силу не оконченого процесса развития опорно-двигательного аппарата, а именно позвоночника. В случае, если предполагаемая работа содержит в себе только процессы переноски предметов, вес которых больше 4 кг, то на эту должность не может быть рассмотрен несовершеннолетний человек.

Предельно допустимый вес предмета, который необходимо разово передвигать в рамках рабочего процесса зависит от пола. Для девочек этот вес составляет 10,2 кг, а для мальчиков -16,4.

Многими эти нормы считаются не актуальными, так как они были сформулированы еще в Советском Союзе для детей от 16 лет, но сегодня законодательство подразумевает случаи трудоустройства детей и до 16 лет и для них конкретно норм не предусмотрено.

Предельные нормы переноски и передвижения несовершеннолетними тяжестей на работе предусматривают также, что их работа по переноске и передвижению тяжестей должна быть не постоянной, а занимать не более одной трети рабочего дня.

Подростки не могут быть привлечены к труду, где, по общей оценке, условий труда наблюдаются опасные или вредные условия. То есть на производстве не может быть превышения ПДК и ПДУ для подростков совсем. Например, работы с виброоборудованием и виброинструментом, работа с лазерами 2-4-го класса опасности, ионизирующее излучение (все виды работ с радиоактивными веществами и источниками ионизирующих излучений), работа с ультразвуком при контактной передаче [19,20].

При организации труда подростков наблюдаются некоторые совпадения с нормами для женщин, но есть и некоторая особенность. А именно духовно-нравственное развитие, подростков нельзя использовать в трудовой деятельности в заведениях типа кабаре, казино и т.д.

Также в отличие от женщин труд подростков вообще нельзя использовать в подземном труде, даже в рамках обсуживающего производства. Для подростков предусмотрены около 500 производств, на которых они не могут быть заняты.

Нормирование производственных факторов различной природы, в первую очередь, подразумевает установление того уровня воздействия фактора, который не окажет никакого негативного и особенно вредного воздействия на организм сотрудника.

Работодатель несет ответственность за здоровье своих сотрудников, поэтому он обязан на своем производстве обеспечить все возможные меры по обеспечению оптимальных или допустимых условий труда, особенно, если в его предприятии трудоустроены женщины и подростки.

Такое особое отношение к данным группам населения обусловлено тем, что для них не все производственные операции, которые подразу-

меваются в той или иной трудовой деятельности, выполняемы ими без всякого вреда и последствий для здоровья.

Подростки и женщины, особенно репродуктивного возраста, в немалой степени обеспечивают демографическое положение страны и региона, поэтому стоит строго относиться к нормированию производственных факторов.

Стоит отметить, что ряд описанных сегодня норм были сформированы в прошлом веке, поэтому есть острая необходимость их пересмотреть.

#### Литература

1. Макарова, О. И. Особенности охраны труда на производстве / О. И. Макарова // Устойчивое развитие сельского хозяйства в условиях глобальных рисков : Материалы научно-практической конференции, Казань, 07 декабря 2016 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2016. – С. 229-232.

2. Садрутдинов, Д. И. Совершенствование системы управления охраной труда / Д. И. Садрутдинов, О. И. Макарова // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации : Научные труды I-ой Международной научно-практической конференции, Казань, 06–07 февраля 2020 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 343-347.

3. Исмаилова, И. А. Негативное влияние вредных выбросов на человека / И. А. Исмаилова, О. И. Макарова // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации : Научные труды I-ой Международной научно-практической конференции, Казань, 06–07 февраля 2020 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 331-335.

4. Макарова, О. И. Влияние вибрации и шума на организм человека / О. И. Макарова, Л. И. Бакирова // Современное состояние, проблемы и перспективы развития механизации и технического сервиса агропромышленного комплекса : Материалы международной научно-практической конференции Института механизации и технического сервиса, Казань, 07–08 июня 2019 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2019. – С. 188-192.

5. Макарова, О. И. Актуальность проведения аттестации рабочих мест в современном мире / О. И. Макарова, И. И. Замалиев // Современное состояние, проблемы и перспективы развития механизации и технического сервиса агропромышленного комплекса : Материалы международной научно-практической конференции Института механизации и технического сервиса, Казань, 15–16 мая 2018 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2018. – С. 163-166.

6. Макарова, О. И. Специальная оценка условий труда / О. И. Макарова, И. А. Пашин // Современное состояние, проблемы и перспективы развития механизации и технического сервиса агропромышленного комплекса : Материалы международной научно-практической конференции



Института механизации и технического сервиса, Казань, 07–08 июня 2019 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2019. – С. 192-196.

7. Макарова, О. И. Разработка системы освещения в производственных помещениях / О. И. Макарова, В. Р. Гильмуллин // Современное состояние, проблемы и перспективы развития механизации и технического сервиса агропромышленного комплекса : Материалы международной научно-практической конференции Института механизации и технического сервиса, Казань, 07–08 июня 2019 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2019. – С. 184-188.

8. Кириллов, Е. В. Меры предотвращения аварийных ситуаций с участием сжиженного природного газа / Е. В. Кириллов, О. И. Макарова // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации : Научные труды I-ой Международной научно-практической конференции, Казань, 06–07 февраля 2020 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 335-339.

9. Бадрутдинов, А. К. Оценка состояния охраны труда, показатели по охране труда / А. К. Бадрутдинов, О. И. Макарова // Современные достижения аграрной науки : Научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ, профессора, академика академии Аграрного образования, лауреата Государственной премии РФ в области науки и техники, заслуженного изобретателя СССР Гайнанова Хазипа Сабировича, Казань, 26 февраля 2021 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2021. – С. 382-386.

10. Бушуев, А. В. Оценка и анализ вредного воздействия вибрации для человека, способы защиты от вибрации / А. В. Бушуев, О. И. Макарова // Современные достижения аграрной науки : Научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ, профессора, академика академии Аграрного образования, лауреата Государственной премии РФ в области науки и техники, заслуженного изобретателя СССР Гайнанова Хазипа Сабировича, Казань, 26 февраля 2021 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2021. – С. 386-390.

11. Гимаева, К. Р. Особенности проведения обучения и инструктажей по охране труда для разных категорий работников / К. Р. Гимаева, О. И. Макарова // Современные достижения аграрной науки : Научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ, профессора, академика академии Аграрного образования, лауреата Государственной премии РФ в области науки и техники, заслуженного изобретателя СССР Гайнанова Хазипа Сабировича, Казань, 26 февраля 2021 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2021. – С. 395-399.

12. Сибэгатуллина, Д.И. Обеспечение безопасности и охраны труда на производстве / Д. И. Сибэгатуллина, И. Н. Гаязиев, В. М. Медведев [и др.] // Агроинженерная наука XXI века : Научные труды региональной научно-практической конференции, Казань, 18 января 2018 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2018. – С. 397-399.

13. Гараева, Г. А. Обеспеченность работников промышленных предприятий средствами индивидуальной защиты / Г. А. Гараева, И. Н. Гаязиев, В. М. Медведев [и др.] // Агроинженерная наука XXI века : Научные труды региональной научно-практической конференции, Казань, 18 января 2018 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2018. – С. 379-383.

14. Павлова, А. С. Электрическое сопротивление тела человека / А. С. Павлова, О. И. Макарова // Современные достижения аграрной науки : Научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ, профессора, академика академии Аграрного образования, лауреата Государственной премии РФ в области науки и техники, заслуженного изобретателя СССР Гайнанова Хазипа Сабировича, Казань, 26 февраля 2021 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2021. – С. 453-457.

15. Павлова, А. С. Экологическая безопасность, качество среды и качество жизни населения / А. С. Павлова, О. И. Макарова // Современные достижения аграрной науки : Научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ, профессора, академика академии Аграрного образования, лауреата Государственной премии РФ в области науки и техники, заслуженного изобретателя СССР Гайнанова Хазипа Сабировича, Казань, 26 февраля 2021 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2021. – С. 448-452.

16. Иванников, А. С. Проведение сертификации производственных объектов на соответствие требованиям охраны труда / А. С. Иванников, О. И. Макарова // Современные достижения аграрной науки : Научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ, профессора, академика академии Аграрного образования, лауреата Государственной премии РФ в области науки и техники, заслуженного изобретателя СССР Гайнанова Хазипа Сабировича, Казань, 26 февраля 2021 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2021. – С. 404-408.

17. Гарифуллина, И. А. Влияние вредных производственных факторов при работе со стеклопластиком / И. А. Гарифуллина, О. И. Макарова // Современные достижения аграрной науки : Научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ, профессора, акаде-

мика академии Аграрного образования, лауреата Государственной премии РФ в области науки и техники, заслуженного изобретателя СССР Гайнанова Хазипа Сабировича, Казань, 26 февраля 2021 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2021. – С. 390-395.

18. Иванников, А. С. Система управления отходами / А. С. Иванников, О. И. Макарова, Ф. Ф. Яруллин // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации : Научные труды I-ой Международной научно-практической конференции, Казань, 06–07 февраля 2020 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 327-331.

19. Юмаева, Л.С. Разработка мероприятий по снижению уровня вибрации на промышленной площадке / Л.С. Юмаева, О.И. Макарова // В сборнике: Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации. Научные труды I-ой Международной научно-практической конференции. 2020. С. 384-388.

20. Юмаева, Л. С. Влияние тяжелых металлов на работника керамической промышленности / Л. С. Юмаева, О. И. Макарова // Современные достижения аграрной науки : Научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ, профессора, академика академии Аграрного образования, лауреата Государственной премии РФ в области науки и техники, заслуженного изобретателя СССР Гайнанова Хазипа Сабировича, Казань, 26 февраля 2021 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2021. – С. 457-461.

©Макаров Д.М., Макарова О.И., Яруллин Ф.Ф., 2021

УДК 633.11:631.559

**ВЫЯВЛЕНИЕ НЕТИПИЧНЫХ ОБРАЗЦОВ ПРИ АНАЛИЗЕ  
МНОГОМЕРНЫХ ДАННЫХ НА ПРИМЕРЕ УРОЖАЙНОСТИ ЯРОВОЙ  
ПШЕНИЦЫ В УСЛОВИЯХ СЕРОЙ ЛЕСНОЙ ПОЧВЫ В РТ**

*Валиев А.А. - старший преподаватель; e-mail:*

*samadvaliev@rambler.ru,*

*Ибяттов Р.И. - д.т.н., профессор; e-mail: r.ibjatov@mail.ru*

*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*

**Аннотация:** в данной статье проводится исследование массивов большой размерностей, в котором хранятся различные данные с различной вариацией. Исследование таких больших массивов будет более эффективным если разбить их по характеру влияния на две группы и рассматривать их по отдельности. Для разбиения исследуемых наблюдений на группы применяется метод главных компонент (МГК). С помощью МГК строится пространство, в которое проецируются исходные данные и проводится интеллектуальный анализ над ними. В результате формируются две группы наблюдений – типичные и нетипичные, которые в дальнейшем могут быть изучены по отдельности.

**Ключевые слова:** метод главных компонент, нетипичные наблюдения, многомерные данные.

## IDENTIFICATION OF NON-TYPICAL SAMPLES BY ANALYSIS OF MULTI-DIMENSIONAL DATA ON THE EXAMPLE OF THE YIELD OF SPRING WHEAT UNDER GRAY FOREST SOILS IN THE RT

*Valiev A.A. - senior lecture; e-mail:  
samadvaliev@rambler.ru,*

*Ibyatov R.I. - Doctor of Technical Sciences, professor; e-mail:  
r.ibyatov@mail.ru*

*Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia*

**Abstract:** in this article, we conduct a study of arrays of large dimensions, which store various data with different variations. The study of such large arrays will be more effective if we divide them into two groups according to the nature of their influence and consider them separately. To divide the investigated observations into groups, the principal component method (PCA) is used. With the help of PCA, a space is built into which the initial data are projected and an intelligent analysis is carried out over them. As a result, two groups of observations are formed - typical and atypical, which can be studied separately in the future..

**Key words:** principal component analysis, atypical observations, multivariate data.

### **Введение.**

Урожайность яровой пшеницы зависит от многочисленных факторов, которые оказывают влияние как в пространственном, так и в временном аспекте. На дифференциацию урожайности временного ряда оказывают влияние факторы, которые имеют тенденцию изменчивости во времени. К этим факторам относятся почвенные свойства, минеральные удобрения, органические удобрения, а также продуктивная влага, которая зависит от выпавших осадков. Еще одним существенным фактором в формирование урожайности агроценозов служат погодные условия, который также сильно варьируются [1- 6].

Исследования таких больших массивов не всегда дает верную информацию, так как нетипичные наблюдения, которые входят в общий массив могут исказить истинную картину. Поэтому для получения более точной информации о наблюдениях будет полезно разбить исходную матрицу на две группы – типичные и нетипичные. Анализируя эти группы по отдельности, можно получить для каждой группы определенную информацию, которая в дальнейшем может быть полезной для исследователя.

Решение данной задачи, для небольших массивов состоящих из двух или трех факторов не представляется сложной, иногда даже ее можно решить простым визуальным анализом. С возрастанием количе-

ства факторов задача усложняется в геометрической прогрессии и становится сложно-выполнимой простым классическим подходом. Поэтому для решения многофакторной задачи с множеством наблюдений можно применить метод главных компонент (МГК), который позволит разбить данные на типичные и нетипичные [7-12].

**Условия, материалы и методы исследования.** В нашем примере рассматривается временной ряд, состоящий из двенадцати факторов и тридцати наблюдений (таблица 1).

Таблица 1 – Исследуемая матрица урожайности и влияющие на нее факторы

| №  | Y    | X1    | X2    | X3   | X4   | X5   | X6    | X7    | X8   | X9    | X10   | X11  | X12  |
|----|------|-------|-------|------|------|------|-------|-------|------|-------|-------|------|------|
| 1  | 12,5 | 146,4 | 158,3 | 75,1 | 124  | 31,2 | 155,2 | 553,7 | 59,6 | 38,8  | 3,7   | 17,1 | 21,6 |
| 2  | 19   | 150,2 | 158,2 | 79,8 | 81   | 40   | 121   | 631,8 | 51,3 | 66,5  | 95,4  | 13   | 15,1 |
| 3  | 13,4 | 153,9 | 158   | 81,6 | 111  | 40   | 151   | 414,6 | 41,4 | 25,4  | 25,5  | 17,6 | 20,4 |
| 4  | 22,3 | 157,6 | 157,9 | 83,3 | 151  | 43,8 | 194,8 | 430   | 43,9 | 26,9  | 23,2  | 13,8 | 16,5 |
| 5  | 21,4 | 161,5 | 157,8 | 68   | 168  | 35   | 203   | 511,1 | 56   | 50,6  | 94,1  | 15   | 15,9 |
| 6  | 23,5 | 166,5 | 160,6 | 65,2 | 70   | 21,2 | 91,2  | 326,8 | 54,9 | 60,8  | 70,5  | 13,8 | 15,8 |
| 7  | 14,9 | 171,5 | 163,4 | 64,3 | 59   | 12,5 | 71,5  | 311,4 | 39   | 43,8  | 65    | 18,4 | 20,7 |
| 8  | 25,8 | 175,5 | 166,3 | 62,4 | 54   | 20   | 74    | 302   | 37,8 | 58,6  | 95,2  | 17   | 17,7 |
| 9  | 31   | 181,5 | 169,1 | 60,6 | 57   | 27,2 | 84,2  | 604,4 | 60,9 | 97,5  | 113,7 | 15,6 | 19,4 |
| 10 | 9,8  | 175,6 | 164,2 | 58,4 | 32   | 13,8 | 45,8  | 491,1 | 46,8 | 19,3  | 19,6  | 17,6 | 21,3 |
| 11 | 11,7 | 169,6 | 163,3 | 56,2 | 32   | 5    | 37    | 567,9 | 75,1 | 57    | 45,8  | 13,6 | 18,5 |
| 12 | 15,3 | 163,6 | 160,4 | 54   | 31   | 35   | 66    | 434,7 | 54,4 | 50,1  | 60,5  | 13,2 | 17,5 |
| 13 | 25,8 | 157,7 | 157,6 | 51,9 | 30,1 | 18,8 | 48,9  | 633,8 | 72,2 | 70,6  | 59,7  | 14,8 | 16,1 |
| 14 | 23,4 | 151,8 | 154,7 | 49,7 | 36,6 | 13,8 | 50,4  | 532,3 | 42,3 | 51,8  | 66,6  | 13   | 16   |
| 15 | 23,5 | 145,8 | 151,8 | 47,5 | 26,6 | 8,8  | 35,4  | 458,7 | 73,1 | 82,6  | 101,1 | 13,6 | 13,4 |
| 16 | 20,8 | 143,9 | 154,7 | 47,8 | 50,2 | 8,8  | 59    | 762,2 | 102  | 109,2 | 152,6 | 15,2 | 16,6 |
| 17 | 20,9 | 143,4 | 157,6 | 48,1 | 66,5 | 8,8  | 75,3  | 433   | 47,6 | 55,4  | 87,6  | 16,4 | 16,4 |
| 18 | 21,9 | 142,8 | 160,5 | 48,3 | 49,7 | 8,8  | 58,5  | 524   | 55,6 | 48,3  | 44,4  | 16,6 | 20   |
| 19 | 20,8 | 142,3 | 163,4 | 48,6 | 61,7 | 2,5  | 64,2  | 497,7 | 50,4 | 36,4  | 30,7  | 16   | 16,2 |
| 20 | 26,9 | 141,7 | 166,3 | 48,9 | 75,8 | 5    | 80,8  | 475,8 | 56,5 | 47,3  | 54,7  | 14,4 | 16   |
| 21 | 28   | 142,3 | 168   | 48,8 | 64,6 | 0    | 64,6  | 306,6 | 34,2 | 41,3  | 43,7  | 16,8 | 19,8 |
| 22 | 8,9  | 143   | 169,8 | 48,7 | 60,3 | 10   | 70,3  | 438,5 | 33,4 | 19,4  | 9,1   | 19,2 | 21,4 |
| 23 | 27,8 | 143,7 | 171,5 | 48,6 | 10,6 | 6,2  | 16,8  | 571,6 | 38,4 | 64,9  | 90    | 15,4 | 16,7 |
| 24 | 24,9 | 144,5 | 173,2 | 48,5 | 66,2 | 3,8  | 70    | 605,3 | 56,3 | 54,5  | 67,3  | 17,6 | 19   |
| 25 | 19,7 | 141,4 | 170,5 | 46,8 | 56,5 | 5    | 61,5  | 505,9 | 40,4 | 15,2  | 17,7  | 17,8 | 20   |

|    |      |       |       |      |      |      |      |       |      |      |      |      |      |
|----|------|-------|-------|------|------|------|------|-------|------|------|------|------|------|
| 26 | 20   | 138,4 | 167,8 | 45   | 56,5 | 0    | 56,5 | 408,7 | 41,4 | 39   | 59   | 16,8 | 17,2 |
| 27 | 21,6 | 135,4 | 165,1 | 43,3 | 53,5 | 21,2 | 74,7 | 482,8 | 41,3 | 23,4 | 15,6 | 18   | 20,5 |
| 28 | 22,3 | 132,3 | 162,4 | 41,6 | 62,6 | 6,2  | 68,8 | 545,3 | 37,3 | 59,4 | 74,9 | 16,1 | 17,6 |
| 29 | 38   | 129,2 | 159,7 | 39,8 | 94,2 | 0    | 94,2 | 596   | 63,8 | 64   | 71,9 | 13   | 15   |
| 30 | 25   | 126,2 | 157   | 38,1 | 82,4 | 3,8  | 86,2 | 487,7 | 36   | 39,2 | 62,3 | 15,2 | 16,4 |

В Представленной таблице приняты следующие условные обозначения и измерения:

- У – урожайность фактическая, ц/га;
- X1 – содержание подвижного фосфора, мг/кг;
- X2 – содержание обменного калия, мг/кг;
- X3 – доля кислых почв, %;
- X4 – минеральные удобрения, д.в./га;
- X5 – органические удобрения, д.в./га;
- X6 – NPK, д.в./га;
- X7 – среднемесячные атмосферные осадки за год, мм;
- X8 – среднемесячные атмосферные осадки за май-август, мм;
- X9 – среднемесячные атмосферные осадки за май-июнь, мм;
- X10 – среднемесячные атмосферные осадки за июнь, мм
- X11 среднемесячная температура за май-июнь, °С;
- X12 среднемесячная температура за июнь, °С.

Для классификации исходной матрицы на типичные и нетипичные группы было построено векторное пространства с размерностью меньше исходной. Нагрузки исходных факторов на основные главные компоненты представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Нагрузки факторов на основные ГК

| Факторы | ГК1       | ГК2       | ГК3       | ГК4       |
|---------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| X1      | -0,049018 | 0,375876  | -0,857798 | 0,189288  |
| X2      | -0,453473 | -0,537181 | -0,299991 | -0,122851 |
| X3      | -0,270150 | 0,853344  | -0,318370 | -0,003664 |
| X4      | -0,302623 | 0,746292  | 0,421541  | -0,174114 |
| X5      | -0,163197 | 0,875387  | -0,223733 | -0,018955 |
| X6      | -0,294835 | 0,871741  | 0,272729  | -0,146712 |
| X7      | 0,593380  | -0,003477 | 0,070885  | -0,708473 |
| X8      | 0,753765  | 0,166227  | -0,157828 | -0,422581 |
| X9      | 0,889717  | 0,061710  | -0,277893 | -0,067644 |
| X10     | 0,804343  | 0,070171  | -0,207748 | 0,114151  |
| X11     | -0,707199 | -0,363119 | -0,178720 | -0,333265 |
| X12     | -0,738271 | -0,189237 | -0,368743 | -0,440410 |

На полученное пространство были спроецированы исходные данные (рисунок 1).

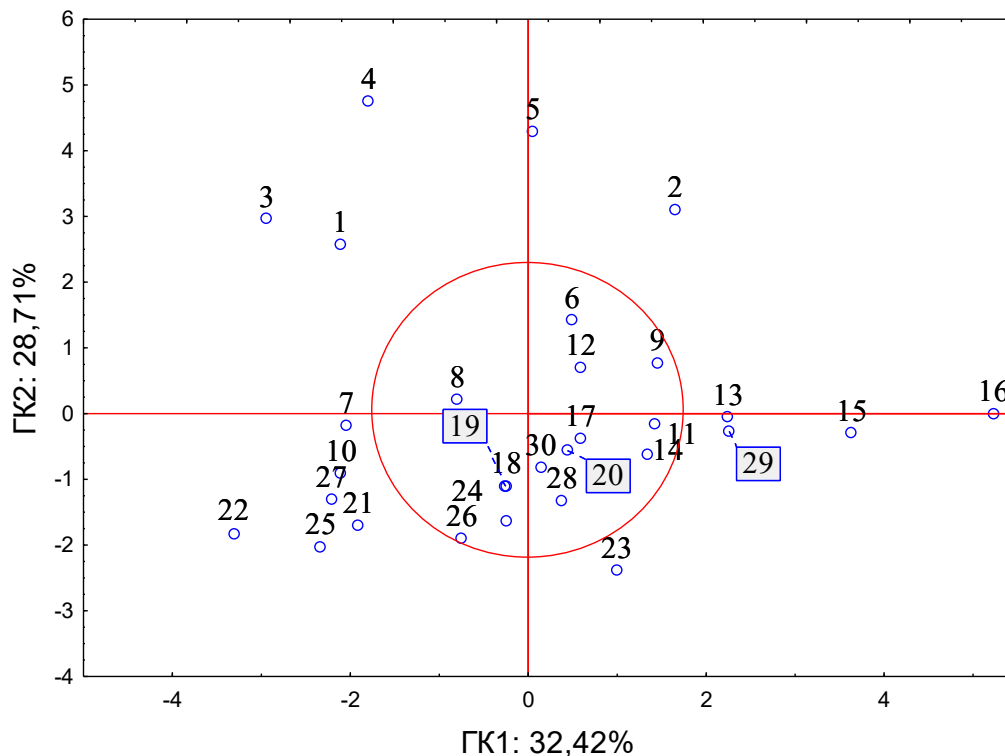


Рисунок 1 – Проекция наблюдений на ГК1 и ГК2

На рисунке 1 видно, что исходные данные имеют различные ориентации в пространстве, например образец 16 имеет наибольшее значение по оси ГК1, а образец 4 по оси ГК2. Чем дальше находится точка, тем большее воздействие оказывает на соответствующую ось. То есть образец 16 имеет наибольшее влияние на ось ГК1 и соответственно является нетипичным. Наблюдения, которые располагаются вблизи центра системы координат, являются типичными (средними). На рисунке типичные образцы располагаются внутри окружности, а нетипичные снаружи. Соответственно к типичным образцам относятся: 6, 8, 9, 11, 12, 14, 17, 18, 19, 20, 24, 26, 28, 30, а вторую группу – нетипичных данных составляют образцы: 1, 2, 3, 4, 5, 7, 10, 13, 15, 16, 21, 22, 23, 25, 27, 29. Следует отметить, что выбор радиуса окружности, следовательно, объемы выделяемых групп является достаточно условным. Принимаемая граница нетипичности данных определяется исходя от поставленной задачи.

Таким образом, нами получены две группы наблюдений, которые в дальнейшем могут быть по отдельности проанализированы [13-17]. Также можно строить для каждой группы математические модели и по этим моделям анализировать доли влияния факторов и проводить сравнительный анализ [18-20].

**Заключение:** Применение метода главных компонент позволило сократить размерность тридцатимерной задачи в двухмерное. Исходная многомерная матрица спроецирована в новое пространство, что позволило сформировать две группы наблюдений – типичные и нетипичные.

### *Литература*

1. Одномерная калибровка для анализа урожайности яровой пшеницы/ А. А. Валиев, Р. И. Ибяттов, Н. Г. Киселева// Современные достижения аграрной науки: Научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ, профессора, академика академии Аграрного образования, лауреата Государственной премии РФ в области науки и техники, заслуженного изобретателя СССР Гайнанова Хазипа Сабировича, Казань, 26 февраля 2021 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2021. – С. 259-264.

2. Проекционный метод исследования урожайности яровой пшеницы/ Р. И. Ибяттов, А. А. Валиев, Ф. Ш. Шайхутдинов, Н. Г. Киселева// Аграрная наука XXI века. Актуальные исследования и перспективы: Труды III международной научно-практической конференции, Казань, 22 мая 2019 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2019. – С. 98-101.

3. Информационные технологии в обработке и визуализации данных/ А. А. Валиев, Р. И. Ибяттов, Н. Г. Киселева// Актуальные проблемы физико-математического образования: Материалы II Международной научно-практической конференции, Набережные Челны, 20–22 октября 2017 года. – Набережные Челны: Набережночелнинский государственный педагогический университет, 2017. – С. 193-195.

4. Метод главных компонент для визуализации данных по урожайности яровой пшеницы/ А. А. Валиев, Р. И. Ибяттов, Ф. Ш. Шайхутдинов, Н. Г. Киселева// Устойчивое развитие сельского хозяйства в условиях глобальных рисков: Материалы научно-практической конференции, Казань, 07 декабря 2016 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2016. – С. 166-171.

5. Ibyatov, R. I. Mathematical modeling of filtering suspensions of non – newtonian behavior in alluvial filters / R. I. Ibyatov, R. I. Zinnatullina, N. G. Kiseleva // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Moscow, 21 апреля 2021 года. – Moscow: Institute of Physics and IOP Publishing Limited, 2021. – P. 012035. – DOI 10.1088/1755-1315/808/1/012035.

6. Закономерности товарной структуры сосняков искусственного происхождения регионов Поволжья / В. Л. Черных, А. А. Домрачев, А. С. Елсуков [и др.] // Известия высших учебных заведений. Лесной журнал. – 2011. – № 1(319). – С. 20-28.

7. Киселева, Н. Г. Моделирование объемов стволов лесных культур сосны / Н. Г. Киселева // Научное сопровождение технологий агропромышленного комплекса: теория, практика, инновации : Научные труды I-ой Международной научно-практической конференции, Казань, 06–07 февраля 2020 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 416-419.



8. Assessment criteria of competence formation of organizers in the educational process of the agrarian university in the field of using information and communication technology / E. R. Gazizov, A. R. Gazizov, N. G. Kiseleva, A. N. Zinnatullina // BIO Web of Conferences : International Scientific-Practical Conference "Agriculture and Food Security: Technology, Innovation, Markets, Human Resources" (FIES 2019), Kazan, 13–14 ноября 2019 года. – Kazan: EDP Sciences, 2020. – P. 00064. – DOI 10.1051/bioconf/20201700064.

9. Activization of students learning and cognitive activity / S. E. Gazizova, E. R. Gazizov, N. G. Kiseleva, A. N. Zinnatullina // International Journal of Psychosocial Rehabilitation. – 2019. – Vol. 23. – No 1. – P. 175-179. – DOI 10.37200/IJPR/V23I1/PR190226.

10. Урожайность яровой мягкой пшеницы сорта Ульяновская 105 в зависимости от уровня питания и нормы высева в условиях Предкамья Республики Татарстан / Ф. Ш. Шайхутдинов, И. М. Сержанов, А. Р. Сержанова, Р. И. Гараев // Современные достижения аграрной науки : Научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ, профессора, академика академии Аграрного образования, лауреата Государственной премии РФ в области науки и техники, заслуженного изобретателя СССР Гайнанова Хазипа Сабировича, Казань, 26 февраля 2021 года. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2021. – С. 357-361.

11. Зиннатуллина, А. Н. Моделирование миграции загрязнения в подземных водах / А. Н. Зиннатуллина // Современные достижения аграрной науки : научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной 80 летию д.с.-х.н., профессора, член-корр. РАН, почетного члена АН РТ, академика АИ РТ, трижды Лауреата Государственных и Правительственной премии в области науки и техники, Заслуженного деятеля науки РФ, Заслуженного работника сельского хозяйства РТ Мазитова Назиба Каюмовича, Казань, 02 ноября 2020 года / Казанский государственный аграрный университет. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 660-666.

12. Роль предшественника как элемента органического земледелия при возделывании пшеницы полбы в условиях Предкамской зоны Республики Татарстан / Ф. Ш. Шайхутдинов, И. М. Сержанов, А. Р. Сержанова, Р. И. Гараев // Плодородие. – 2020. – № 3(114). – С. 60-62. – DOI 10.25680/S19948603.2020.114.18.

13. Формирование стеблестоя, рост корневой системы и урожайность агроценоза полбы (*Triticum dicoccum* Schrank) в зависимости от агротехнологических приемов возделывания / Ф. Ш. Шайхутдинов, И. М. Сержанов, Д. К. Зиннатуллин, В. В. Аксакова // Достижения науки и техники АПК. – 2019. – Т. 33. – № 5. – С. 21-25. – DOI 10.24411/0235-2451-2019-10505.

14. Агробиологические основы формирования высококачественного урожая зерна видов яровой пшеницы в лесостепи среднего Поволжья / М. Ф. Амиров, Ф. Ш. Шайхутдинов, И. М. Сержанов [и др.] // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2019. – Т. 14. – № S4-1(55). – С. 5-9. – DOI 10.12737/2073-0462-2020-5-9.

15. Zinnatullina, A. N. Simulating a pollution process in water filtration under a hydraulic structure / A. N. Zinnatullina, R. I. Ibyatov, M. N. Shamsiev // *Mathematical Models and Computer Simulations*. – 2015. – Vol. 7. – No 3. – P. 254-258.

16. Шамсиев, М. Н. Исследование процесса распространения загрязнения при фильтрации воды под гидросооружением со шпунтом / М. Н. Шамсиев, А. Н. Зиннатуллина, Р. И. Ибятов // *Водные ресурсы*. – 2018. – Т. 45. – № 4. – С. 416-420.

17. Зиннатуллина, А. Н. Моделирование веществ в области сложной конфигурации при локальных источниках масс / А. Н. Зиннатуллина, Р. И. Ибятов, М. Н. Шамсиев // *Математические методы в технике и технологиях - ММТТ*. – 2015. – № 10(80). – С. 57-58.

18. Impact of oil contamination of grey forest soil on its nutrient status and plant safety / R. A. Osipova, M. Yu. Gilyazov, S. Zh. Kuzhamberdieva, B. B. Abzhalelov // *Bio web of conferences : International Scientific-Practical Conference "Agriculture and Food Security: Technology, Innovation, Markets, Human Resources" (FIES 2020)*, Kazan, 28–30 мая 2020 года. – Kazan: EDP Sciences, 2020. – P. 00046.

19. Modern Biological Products and Growth Stimulators in the Technology of Cultivation of Sunflower for Oilseeds / R. M. Nizamov, F. N. Safiollin, M. M. Khismatullin [et al.] // *International Journal of Advanced Biotechnology and Research*. – 2019. – Vol. 10. – No 1. – P. 341-347.

20. Yield and Chemical Composition of Spring Wheat Harvest on Oil-contaminated Grey Forest Soil / M. Gilyazov, R. Osipova, A. Ravzutdinov, S. Kuzhamberdieva // *International Scientific and Practical Conference "AgroSMART – Smart Solutions for Agriculture"*, Tyumen, 16–19 июля 2019 года. – Tyumen: Knowledge E., 2019. – P. 338-346.

© Валиев А.А., Ибятов Р.И., 2021

## СОДЕРЖАНИЕ

|   |           |
|---|-----------|
| <b>ВОСПОМИНАНИЯ ОБ ОТЦЕ</b>   | <b>3</b>  |
| <i>Юлдашев А.А. – предприниматель; e-mail: kazan@art-it.ru</i>  |           |
| <b>КОМПЛЕКСНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПУТИ<br/>ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ<br/>СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ АГРЕГАТОВ С УЧЁТОМ<br/>НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМОВ ИХ РАБОТЫ</b>   | <b>4</b>  |
| <i>Зимагулов А.Х. – Заслуженный изобретатель Татарской<br/>ССР, д.т.н., профессор,<br/>Нуруллин Р.Г. – Заслуженный изобретатель РТ, к.т.н.,<br/>доцент,<br/>Халиуллин Ф.Х. – Заслуженный изобретатель РТ, к.т.н.,<br/>доцент<br/>Казанский государственный аграрный университет, г. Казань,<br/>Россия</i>  |           |
| <b>ДИАГНОСТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИЗЕЛЯ<br/>НА ОСНОВЕ СООТНОШЕНИЯ КОНЦЕНТРАЦИЙ ПРОДУКТОВ<br/>ИЗНАШИВАНИЯ В МАСЛЕ</b>   | <b>12</b> |
| <i>Ворончихин Н.В. – к.т.н.; e-mail: nike110277@mail.ru,<br/>Никонов А.Н. – к.т.н.<br/>Военная академия материально-технического обеспечения,<br/>г. Санкт-Петербург, Россия</i>  |           |
| <b>АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ<br/>ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ В ПРОЦЕССЕ ПУСКА</b>   | <b>18</b> |
| <i>Потапов Е.А. – специалист; e-mail: agroingener.ep@yandex.ru<br/>АО «ИЭМЗ «Купол», г.Ижевск, Россия<br/>Мартюшев А.А. – аспирант; e-mail: alex100883@yandex.ru,<br/>Вахрамеев Д.А. – к.т.н., доцент; e-mail: vdaig@yandex.ru,<br/>Кавыев А.А. – аспирант; e-mail: aif143009@gmail.com,<br/>Науменко С.В. – магистрант; e-mail:<br/>agroingener.ep@yandex.ru<br/>Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,<br/>г. Ижевск, Россия</i> |           |
| <b>АНАЛИЗ КИНЕМАТИКИ ГРМ ДВИГАТЕЛЯ HYUNDAI</b>  | <b>24</b> |
| <i>Иванов А.Г. – к.т.н., доцент; e-mail: ivalgen@inbox.ru,<br/>Шакиров Р.Р. – к.т.н., доцент; e-mail: renmar@yandex.ru,<br/>Арсланов Ф.Р. – к.т.н., доцент; e-mail: ffanis@mail.ru,<br/>Караваев Н.А. – инженер; e-mail: ivalgen@inbox.ru<br/>Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,<br/>г. Ижевск, Россия</i>   |           |

**Бодалев А.П. – к.т.н., инженер-конструктор;**  
**e-mail: bodalev@trkprogress.ru**  
*ООО «ТРК «Прогресс», г. Ижевск, Россия*

**СТЕНД ДЛЯ БЕЗМОТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ ГАСИТЕЛЕЙ  
КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ  
АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ** 32  
*Броницкий А.В. – бакалавр; e-mail: askar.bronitskiy@mail.ru,*  
*Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru*  
*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань,*  
*Россия*

**УТОЧНЕННАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГАСИТЕЛЕЙ  
КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ С АДАПТИВНЫМИ  
ХАРАКТЕРИСТИКАМИ** 36  
*Дымолазов Д.М. – бакалавр; e-mail: dymolazovdenis@mail.ru,*  
*Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru*  
*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань,*  
*Россия*

**ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ  
АДАПТИВНЫХ ОПОР СИЛОВЫХ УСТАНОВОК МОБИЛЬНЫХ  
МАШИН В ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ УСЛОВИЯХ** 42  
*Егоров Н.М. – аспирант; e-mail: egnicholas333@gmail.com,*  
*Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru*  
*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань,*  
*Россия*

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ  
ДВИГАТЕЛЕЙ МТА ЗА СЧЕТ УЛУЧШЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК  
ТОПЛИВОПОДАЧИ В ЦИЛИНДРЫ** 48  
*Зарипов А.А. – бакалавр; e-mail: zaripov3485@gmail.com,*  
*Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru*  
*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань,*  
*Россия*

**ГАСИТЕЛИ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ  
АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПОВЫШЕННОЙ  
ЭФФЕКТИВНОСТИ** 54  
*Морысев М.О. – бакалавр; e-mail: таксон505@mail.ru,*  
*Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru*  
*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань,*  
*Россия*

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДИНАМИЧЕСКИХ ГАСИТЕЛЕЙ КРУ-  
ТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ АВТОТРАК-** 59

- ТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**  
*Морысев М.О. – бакалавр; e-mail: таксон505@mail.ru*  
*Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru*  
*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*
- СТЕНД ДЛЯ БЕЗРАЗБОРНОЙ ДИАГНОСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ** 67  
*Галиаскаров И. А. – магистр; e-mail: ildiridr88@yandex.ru,*  
*Матяшин А.В. – к.т.н., доцент; e-mail: alex.matyashin@yandex.ru,*  
*Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru*  
*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*
- РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ОПОР ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК МОБИЛЬНЫХ МАШИН** 71  
*Егоров Н.М. – аспирант; e-mail: egnicholas333@gmail.com,*  
*Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru*  
*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия*
- ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА КЛАПАНОВ ГАЗОРАСПРОЕДЕЛЕНИЯ ДВС** 78  
*Максимов А.В. – старший преподаватель; e-mail: maks.adis@mail.ru,*  
*Зумина Л.А. – старший преподаватель; e-mail: larek.adis@mail.ru*  
*Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева – КАИ, г. Казань, Россия*
- ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ, КОНВЕРТИРОВАННЫХ ИЗ ДИЗЕЛЕЙ НА ПРИМЕРЕ Д-130** 85  
*Федоров В.М. – к.т.н., доцент; e-mail: hear@udm.ru,*  
*Селифанов С.Е. – к.т.н., доцент; e-mail: selifanovse@mail.ru*  
*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия г. Ижевск, Россия*
- ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ СЖАТОГО ВОЗДУХА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ ПРИ ПУСКЕ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР** 89  
*Потапов Е.А. – специалист; e-mail: agroingener.ep@yandex.ru*  
*АО «ИЭМЗ «Купол», г.Ижевск, Россия*  
*Вахрамеев Д.А. – к.т.н., доцент; e-mail: vdaig@yandex.ru,*

- РАЗРАБОТКА ПЕРЕПОДЖАТОГО ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ** 93  
*Федоров В.М. – к.т.н., доцент; e-mail: hear@udm.ru,  
Селифанов С.Е. – к.т.н., доцент; e-mail: selifanovse@mail.ru  
Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*
- ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫХОДНЫХ** 100  
**ПАРАМЕТРОВ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ**  
**В РЕЖИМЕ БЕСТОРМОЗНОГО НАГРУЖЕНИЯ**  
*Ворончихин Н.В. – к.т.н.; e-mail: nike110277@mail.ru,  
Никонов А.Н. – к.т.н.  
Военная академия материально-технического обеспечения,  
г. Санкт-Петербург, Россия*
- РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ ПО** 105  
**СНИЖЕНИЮ ВЫБРОСА ОКСИДА УГЛЕРОДА НА**  
**ТРАНСПОРТНЫХ ОПЕРАЦИЯХ В АПК**  
*Хафизов К.А.- д.т.н., профессор; e-mail: fts-kgau@mail.ru,  
Хафизов Р.Н.- к.т.н., доцент; e-mail: ramilajz@mail.ru,  
Нурмиев А.А.- ст. преподаватель; e-mail: azat-  
nurmiev@mail.ru,  
Гайнуллин Б.И.- магистр; e-mail: gajnullin.bulat@bk.ru  
Казанский государственный аграрный университет,  
г. Казань, Россия*
- МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ТОКСИЧНОСТИ** 118  
**ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДВИГАТЕЛЕЙ МАШИНО-**  
**ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ В**  
**ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ**  
*Синицкая Е.С. – студент; e-mail: katasin@mail.ru  
ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический универси-  
тет Петра Великого», г. Санкт-Петербург, Россия  
Синицкий С. А. – к.т.н., доцент; e-mail: stanislavsin@mail.ru  
Казанский государственный аграрный университет, г. Казань,  
Россия*
- СИСТЕМНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТРАНСПОРТНЫХ** 122  
**СРЕДСТВ ПО КРИТЕРИЮ ОПТИМИЗАЦИИ – МИНИМАЛЬНЫЙ**  
**ВЫБРОС В АТМОСФЕРУ ДИОКСИДА УГЛЕРОДА**  
*Хафизов К.А.- д.т.н., профессор; e-mail: fts-kgau@mail.ru,  
Хафизов Р.Н.- к.т.н., доцент; e-mail: ramilajz@mail.ru,  
Нурмиев А.А.- ст. преподаватель; e-mail: azat-  
nurmiev@mail.ru,  
Гайнуллин Б.И.- магистр; e-mail: gajnullin.bulat@bk.ru*

*Казанский государственный аграрный университет  
г.Казань, Россия*

**АНАЛИЗ ИНТЕНСИВНОСТИ АКУСТИЧЕСКОГО ИЗЛУЧЕНИЯ В  
ВЫХЛОПНОЙ СИСТЕМЕ ДВИГАТЕЛЯ ВСН-7Д 130**

*Жолобов Л.А.- к.т.н., профессор,*

*Коробов М.П.- аспирант,*

*Адушев А.М.- магистрант,*

*Годухина А.А. - магистрант*

*Нижегородская государственная сельскохозяйственная акаде-  
мия,*

*г. Нижний Новгород, Россия*

**ВЛИЯНИЕ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ НА РАБОТУ ДИЗЕЛЯ С  
ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ 137**

*Фоминых А.В. – к.т.н., доцент; e-mail:*

*aleksander.fom@yandex.ru,*

*Копчиков В.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: kop-*

*chikov\_viktor@mail.ru*

*Вятский государственный агротехнологический университет,*

*г. Киров, Россия*

**СТАДИЯ РОСТА ПОВЕРХНОСТИ ЧАСТИЦЫ САЖИ В  
ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ ПРИ СГОРАНИИ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ  
ТОПЛИВ 142**

*Юрлов А.С. – старший преподаватель; e-mail:*

*Amadeus\_92@mail.ru*

*Вятский государственный агротехнологический университет,*

*г. Киров, Россия*

**РАСЧЕТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕМПЕРАТУРЫ В ЦИЛИНДРЕ  
БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ МЕТАНОЛА И  
МЭРМ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ УГЛА П.К.В. НА РАЗЛИЧНЫХ  
НАГРУЗОЧНЫХ И СКОРОСТНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ 149**

*Юрлов А.С. – старший преподаватель; e-mail:*

*Amadeus\_92@mail.ru*

*Вятский государственный агротехнологический университет,*

*г. Киров, Россия*

**МЕХАНИЗМЫ ОБРАЗОВАНИЯ УГЛЕРОДНЫХ ЧАСТИЦ В  
ПЛАМЕНИ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО  
СГОРАНИЯ 154**

*Россохина А.В. – к.т.н., доцент; e-mail: rossokhin.dvs@mail.ru*

*Вятский государственный агротехнологический университет,*

*г. Киров, Россия*

- СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ СОДЕРЖАНИЯ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ  
В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ,  
ОСНАЩЕННЫХ ДИЗЕЛЯМИ** 159  
*Россохин А.В. – к.т.н., доцент; e-mail: rossokhin.dvs@mail.ru*  
*Вятский государственный агротехнологический университет,  
г. Киров, Россия*
- ОПТИМИЗАЦИЯ МЕТОДОВ И ПАРАМЕТРОВ ПРЕДПУСКОВОЙ  
ТЕПЛОЙ ПОДГОТОВКИ ДВИГАТЕЛЯ Д-243** 165  
*Вахрамеев Д.А. – к.т.н., доцент; e-mail: vdaig@yandex.ru,*  
*Волкова А.И. – магистрант; alevtina.volkova.89@mail.ru*  
*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*  
*Владимиров С.В. – к.т.н., доцент;*  
*Донецкий национальный университет экономики и торговли  
им. Михаила Туган – Барановского, г. Донецк, ДНР*
- СИЛОВОЙ АНАЛИЗ ИНЕРЦИОННО-ИМПУЛЬСНОГО  
ТРАНСФОРМАТОРА ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА С  
ИМПУЛЬСАТОРОМ ТИПА ПЕРЕДАЧИ ХОББСА** 171  
*Филькин Н.М. – д.т.н., профессор; e-mail: fnm@istu.ru,*  
*Винокурова А.Н. – к.т.н.*  
*ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический универси-  
тет имени М.Т. Калашникова», Ижевск, Россия*
- АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ ГИБРИДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ** 180  
*Тазиев Р.Р. – студент; e-mail: railka141002@mail.ru,*  
*Синицкий С.А. – к.т.н., доцент; e-mail: Stanislavsin@mail.ru*  
*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань,  
Россия*
- ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ПОСЕВНЫХ МАШИН** 183  
*Халиуллин Д.Т. – к.т.н., доцент,*  
*Дмитриев А.В. -к.т.н., доцент; e-mail: damirtag@mail.ru,*  
*Зиганшин Б.Г. – д.т.н., профессор*  
*Казанский государственный аграрный университет, г.Казань,  
Россия*
- ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ТРАКТОРА  
МТЗ-82ГК ПРИ РАБОТЕ С ПЛУГОМ ПЛН-4-35** 191  
*Лопарев А.А. – д.т.н., профессор,*  
*Вятский государственный агротехнологический университет, г. Ки-  
ров, Россия*  
*Комкина А.С. – к.т.н., доцент; e-mail: akomkin@yandex.ru*



*Кировский институт агробизнеса и кадрового обеспечения,  
г. Киров, Россия*

**ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ АДАПТАЦИИ РАБОТЫ  
ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ФРЕЗ** **201**

*Безруков А.В. – к.т.н., доцент; e-mail:*

*bezrukow157@yandex.ru,*

*Наумкин Н.И. – д.п.н., к.т.н., профессор; e-mail: naumn@ya.ru*

*Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева,  
г. Саранск, Россия*

**ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ ПОЛИМЕРНЫХ ТРУБ НА  
ЗЕРНОСУШИЛЬНЫХ КОМПЛЕКСАХ КИРОВСКОЙ ОБЛАСТИ** **208**

*Комкина А.С. – к.т.н., доцент; e-mail:*

*akomkin@yandex.ru*

*Кировский институт агробизнеса и кадрового обеспечения,  
г. Киров, Россия*

**ИССЛЕДОВАНИЕ РАВНОМЕРНОСТИ ПОДАЧИ СЕМЯН В  
ЗАВИСИМОСТИ ОТ МАССЫ ВИБРОСИСТЕМЫ  
ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА** **214**

*Широбоков В.И. - к.т.н, доцент; e-mail: vlh150@yandex.ru,*

*Федоров О.С.- к.т.н, доцент; e-mail: fos1973@yandex.ru,*

*Первушин В.Ф. - д.т.н, профессор; e-mail: pervushin54@mail.ru*

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА  
КАРТОФЕЛЕКОПАТЕЛЕЙ НА ПРИМЕРЕ КТН-2В** **218**

*Первушин В.Ф. - д.т.н, профессор; e-mail: pervushin54@mail.ru*

*Салимзянов М.З. - к.т.н, доцент; e-mail:*

*Касимов Н.Г. - к.т.н, доцент; e-mail:*

*Шинкаренко С.Р. – магистрант; e-mail:*

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

**РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕРМОСТОЙКОСТИ  
ЗАЩИТНО-ВОССТАНОВИТЕЛЬНЫХ КЕРАМИЧЕСКИХ  
ПОКРЫТИЙ** **222**

*Волков К.Г. – аспирант; e-mail: wolkow-kirill@mail.ru*

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

**ОСОБЕННОСТИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ** **227**

## **СОПРЯЖЕНИЙ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ДВС**

*Ипатов А.Г. - к.т.н, доцент; e-mail: lpatow.al@yandex.ru;*

*Шмыков С.Н., - к.э.н., доцент*

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

## **ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО МАКРОРЕЛЬЕФА ПЕРЕХОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ УГЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

**231**

*Дородов П.В. – д.т.н., доцент; e-mail: pvd80@mail.ru*

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

## **ОПТИМИЗАЦИЯ ФОРМЫ ПОВЕРХНОСТИ ЭЛЕМЕНТА УПРУГОЙ ДЕТАЛИ В ЗОНЕ КОНТАКТА С ЖЕСТКИМ ПРЯМОУГОЛЬНЫМ ШТАМПОМ**

**237**

*Петров В.А. - аспирант,*

*Хакимов И.Т. - аспирант; e-mail: pvd80@mail.ru*

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

## **ПРОИЗВОДСТВО КАРТОФЕЛЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ ЕГО ПЕРЕРАБОТКИ В УР**

**244**

*Лебедев Л.Я – к.т.н., профессор; e-mail: lli61@mail.ru,*

*Арсланов Ф.Р. – к.т.н., доцент; e-mail: ffanis@mail.ru*

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

## **ЭКСТРУДЕР С ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ СЕЛЬХОЗ ПРОДУКЦИИ**

**251**

*Лебедев Л.Я. – к.т.н., профессор; e-mail: lli61@mail.ru,*

*Корепанов Ю.Г. – старший преподаватель; e-mail: kurgan@mail.ru*

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

## **ОПТИМИЗАЦИЯ МАТЕРИАЛОВ В КЕРАМИЧЕСКИХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯХ**

**256**

*Ипатов А.Г. - к.т.н, доцент e-mail: lpatow.al@yandex.ru,*

*Шмыков С.Н. - к.э.н., доцент*

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,  
г. Ижевск, Россия*

## **ПРИМЕНЕНИЕ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В СОВРЕМЕННОЙ ТЕХНИКЕ**

**261**

*Ахметзянов Р.Р. – к.т.н., доцент; e-mail: rishat83@mail.ru,  
Вагизов Т.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: toha-174@mail.ru,  
Ахметзянова Р.Р. – к.с.-х.н.; e-mail: raechka83@mail.ru  
Казанский государственный аграрный университет, г. Казань,  
Россия*

**ПОЛИМЕРНЫЕ КОМПОЗИТЫ В УЗЛАХ ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ  
МАШИН 267**

*Ахметзянов Р.Р. – к.т.н., доцент; e-mail: rishat83@mail.ru,  
Вагизов Т.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: toha-174@mail.ru,  
Ахметзянова Р.Р. – к.с.-х.н.; e-mail: raechka83@mail.ru,  
Гайфуллин А.И. – студент  
Казанский государственный аграрный университет, г. Казань,  
Россия*

**ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРЕМЫ ОБ ИЗМЕНЕНИИ  
КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ 271**

*Рахматуллина Р.Г. – к.ф.-м.н., доцент; e-mail:  
rachmatrg@mail.ru,  
Зиннатуллина А.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: zinnatullina-  
alsu@mail.ru  
Казанский государственный аграрный университет, г. Казань,  
Россия*

**РАЗРАБОТКА РЕЦЕПТУРНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ  
ПАРАМЕТРОВ ПОЛУЧЕНИЯ СВЕТОВОЗВРАЩАЮЩИХ ПО-  
КРЫТИЙ 279**

*Вагизов Т.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: tagirvagizov@yandex.ru,  
Ахметзянов Р.Р. – к.т.н., доцент; e-mail: rishat83@mail.ru,  
Шайдуллина К.И. - студент  
Казанский государственный аграрный университет, г. Казань,  
Россия*

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЙ ПОЛУЧЕНИЯ  
ДИСПЕРСНО-НАПОЛНЕННЫХ СВЕТОВОЗВРАЩАЮЩИХ  
МАТЕРИАЛОВ 285**

*Вагизов Т.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: tagirvagizov@yandex.ru,  
Ахметзянов Р.Р. – к.т.н., доцент; e-mail: rishat83@mail.ru  
Казанский государственный аграрный университет,  
г. Казань, Россия*

**ОСОБЕННОСТИ ТРУДОВОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ЖЕНЩИН И  
ПОДРОСТКОВ 291**

*Макаров Д.М. – студент; e-mail: cicerongamer@gmail.com,  
Макарова О.И. – к.с.-х.н., доцент; e-mail: olga\_180472@mail.ru,*

**Яруллин Ф.Ф. – к.т.н., доцент; e-mail: fanis4444@mail.ru**  
Казанский государственный аграрный университет, г. Казань,  
Россия

**ВЫЯВЛЕНИЕ НЕТИПИЧНЫХ ОБРАЗЦОВ ПРИ АНАЛИЗЕ  
МНОГОМЕРНЫХ ДАННЫХ НА ПРИМЕРЕ УРОЖАЙНОСТИ  
ЯРОВОЙ ПШЕНИЦЫ В УСЛОВИЯХ СЕРОЙ ЛЕСНОЙ ПОЧВЫ В  
РТ**

**299**

**Валиев А.А. - старший преподаватель; e-mail:  
samadvaliev@rambler.ru,**

**Ибяттов Р.И. - д.т.н., профессор; e-mail: r.ibjatov@mail.ru**  
Казанский государственный аграрный университет, г. Казань,  
Россия

Формат 60x84x16 Тираж 100.

Печать офсетная. Усл.п.л. 20 Подписано к печати 29.11.2021 г.  
Заказ 917.

Издательство КГАУ 420015 г. Казань, ул.К.Маркса, д.65  
Лицензия на издательскую деятельность код 221 ИД №06342 от  
28.11.2001г.

Отпечатано в типографии КГАУ  
420015 г. Казань, ул.К.Маркса, д.65.  
Казанский государственный аграрный университет