

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И МОДЕЛИРОВАНИЕ

УДК 621.878.2

### КОМПЬЮТЕРНОЕ И ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

**И.Г. Кириченко, проф., д.т.н.,  
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет**

*Аннотация.* Рассмотрены основные положения физического и компьютерного моделирования и определены зоны эффективного использования этих методов изучения технических объектов на стадии проектирования и подготовки производства строительных и дорожных машин.

*Ключевые слова:* компьютерное моделирование, модель, машина, объект.

### КОМП'ЮТЕРНЕ ТА ФІЗИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНИХ МАШИН

**І.Г. Кириченко, проф., д.т.н.,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет**

*Анотація.* Розглянуто основні положення фізичного та комп'ютерного моделювання і визначено зони ефективного використання цих методів вивчення технічних об'єктів під час проектування та підготовки виробництва будівельних і дорожніх машин.

*Ключові слова:* комп'ютерне моделювання, модель, машина, об'єкт.

### COMPUTER AND PHYSICAL SIMULATION OF CONSTRUCTION AND ROAD MACHINES

**I. Kyrychenko, Prof., Dr., Eng. Sc.,  
Kharkiv National Automobile and Highway University**

*Abstract.* Main principles of physical and computer simulation have been considered. Zones of efficient employment of the methods to study technical objects at the stage of design and preparation for manufacturing construction and road machines have been determined.

*Key words:* computer simulation, model, machine, object.

#### Введение

Создание сложных технических объектов, к которым относятся строительные и дорожные машины, сопровождается проведением значительного объема промежуточных экспериментальных исследований с последующими испытаниями готового изделия. Чем больше объем этих опытно-конструкторских исследований, тем меньше ошибок и недочетов в новом образце машины. Значительная роль в проведении таких исследований отво-

дится моделированию как методу исследования и изучения технических объектов и систем.

#### Анализ публикаций

Начиная с 60-х годов прошлого столетия сформировалось научное направление, в основу которого было заложено физическое моделирование рабочих процессов землеройных машин. Родоначальником этого направления является профессор В.И. Балов-

нев, под руководством которого был выполнен огромный объем экспериментальных работ на физических моделях землеройных машин, разработаны критерии подобия рабочих органов и методы формирования моделей разрабатываемого грунта. Теория физического моделирования рабочих процессов и в настоящее время эффективно применяется при поиске новых технических решений рабочих органов землеройных и землеройно-транспортных машин. В Украине это направление возглавляет профессор Л.А. Хмара, под руководством которого выполняются глубокие экспериментальные исследования в грунтовом канале Приднепровской государственной академии строительства и архитектуры. Эффективно используются грунтовые каналы при исследовании рабочих процессов в вузовских лабораториях Харькова, Ровно, Макеевки и других исследовательских центров, занимающихся решением подобных задач.

Развитие вычислительных средств и компьютерно-интегрированных технологий привело к созданию программных продуктов, позволяющих выполнять цифровое моделирование технических объектов и физических моделей. Вполне закономерно возникает вопрос о сочетании и противоборстве этих методов получения новых знаний при анализе рабочих процессов и конструктивного совершенствования строительных и дорожных машин.

#### **Цель и постановка задачи**

Целью работы является определение эффективности методов моделирования на современном этапе развития научных исследований в машиностроении, а также установление возможности компьютерного моделирования и его места в комплексных исследованиях при проектировании и эксплуатации строительных и дорожных машин.

#### **Компьютерное моделирование**

На механическом факультете ХНАДУ выполняется комплексная тема: «Совершенствование конструктивного исполнения модульных технологических машин и исследование их рабочих процессов методами компьютерного моделирования». Разработкой этой комплексной темы занимаются четыре кафедры факультета. Базовой является

кафедра строительных и дорожных машин, на которой формируется тематика научных исследований, генерируются новые технические решения, проводятся необходимые сравнительные испытания и исследования на физических моделях, стендах и натуральных образцах машин. Кафедра инженерной и компьютерной графики вносит существенный вклад в разработку методов графического и геометрического моделирования деталей, узлов, агрегатов, металлоконструкций рабочих органов, а также в создание 3D моделей машин. Кафедра автоматики и компьютерно-интегрированных технологий осуществляет научное сопровождение в области автоматизации систем проектирования и управления исполнительными механизмами проектируемых машин, как на уровне реальных технических объектов, так и их физических и компьютерных моделей. Кафедра метрологии обеспечивает создание современных информационно-измерительных и диагностических систем, предназначенных для проведения экспериментальных исследований машин на полигоне механического факультета, а также разрабатывает новые системы регистрации и обработки внешних сигналов с целью получения оптимальных управляющих воздействий на базе нейронных технологий. Основная задача этих исследований заключается в подготовке средств и методов работы компьютерно-интегрированных систем, обеспечивающих реальную помощь оператору машины, за счёт автоматизации и интеллектуализации управления (рис. 1).

Графическое моделирование предназначено для визуального восприятия проектируемого объекта. При этом соблюдаются размеры и пропорции машины и её отдельных элементов. Наиболее эффективно с помощью графических 3D моделей решаются дизайнерские задачи. Эти модели позволяют анализировать и конструктивное исполнение машин. Графическое моделирование позволяет определить массу каждого изделия, входящего в состав машины, а также совокупности всех её элементов. Точное графическое моделирование исключает необходимость экспериментального определения положения центра масс проектируемой машины и позволяет корректировать этот параметр ещё на стадии выполнения компоновочных решений. 3D модели позволяют определять не только продольное, но поперечное смещение центра



Рис. 1. Структурная схема управления технологической машиной

масс – это, весьма характерно для таких машин как трубоукладчики, автогрейдеры и др. Геометрические модели – это, по сути, чертёжно-конструкторские документы, на которых условными изображениями показаны свойства деталей, узлов и машины в целом.

Так, например, сварные соединения показаны как по размерам, так и по технологии их выполнения, однако физические основы соединения деталей сваркой при этом не моделируются. Поэтому дальнейшие расчёты на прочность будут выполняться как для однородной металлоконструкции, что приведет к искажению реальных прочностных свойств. На базе геометрического моделирования могут быть выполнены расчёты технологического характера, которые позволяют анализировать закономерности формирования себестоимости машины на стадии проектирования и подготовки производства. Для этого должны быть установлены корреляционные зависимости между массой и стоимостью изделия, способом механической обработки и стоимостью и т.п. При необходимости более точного определения стоимостных характеристик следует иметь независимый программный модуль технологического моделирования. Геометрическое моделирование является первым этапом создания полномасштабной 3D модели, обладающей всеми необходимыми физическими или только кинематическими свойствами.

Информационное компьютерное моделирование – это прежде всего базы данных, предназначенные для хранения любой техниче-

ской информации, как в виде чертежей, так и формул, технических характеристик машин, их технико-экономических показателей и других справочных данных. Информационная компьютерная модель строится под конкретного потребителя; в противном случае она становится громоздкой и сложной в использовании. Информационная компьютерная модель обязательно должна содержать путеводитель и инструкцию по эксплуатации, с помощью которых конструктор может в кратчайшие сроки получить ответы на интересующие его вопросы. Другими словами, информационные компьютерные модели должны создаваться самими конструкторами и обеспечивать фактор преемственности. Иногда как отдельный вид моделирования выделяют так называемое статистическое или эконометрическое моделирование, имея в виду построение регрессионных моделей по известным статистическим данным. На наш взгляд, построение регрессионных зависимостей, как и другие формы представления статистических данных, имеет прямое отношение к информационному компьютерному моделированию. На рис. 2 показаны примеры использования регрессионных моделей для определения технического уровня машин и одного из основных показателей – энергоёмкости.

Кинематическое компьютерное моделирование обеспечивает воспроизведение всех закономерностей перемещения рабочего оборудования и самой машины в пространстве без учёта деформаций и упругих свойств отдельных элементов.

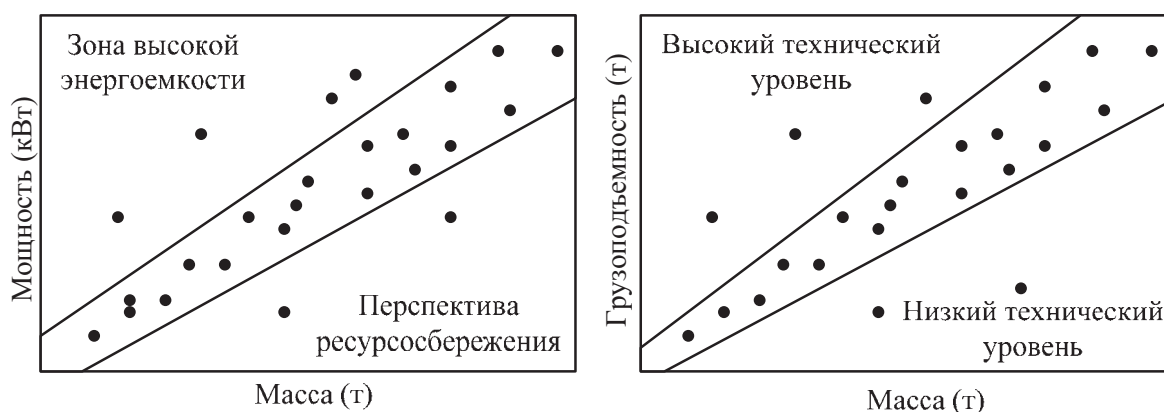


Рис. 2. Примеры моделирования технико-экономических показателей

При этом устанавливаются закономерности наиболее характерных точек объекта, таких как сопряжения подвижных элементов рабочего оборудования, режущих элементов землеройных машин и т.п. Закономерности траекторного перемещения, в зависимости от конструктивного исполнения приводов управления, могут быть получены для любой точки машины. Этот вид моделирования упрощает расчёты и построения, связанные с определением параметров маневренности, профильной или геометрической проходимости, размеров зоны обслуживания. Определение параметров маневренности представляет наибольший интерес при проектировании грузоподъёмных машин на многоосных шасси автомобильного типа, шарнирно-сочленённых машин, машин с прицепным и полуприцепным технологическим оборудованием.

Введем понятие «физическое компьютерное моделирование». На первый взгляд может показаться, что существует некоторое терминологическое несоответствие. Может ли быть компьютерное моделирование физическим? По мнению автора, такого противоречия нет. Физическое и компьютерное моделирование не носит альтернативного характера, поскольку в большинстве программных продуктов физическая сторона вопроса уже нашла своё отражение. Для пользователя с образованием инженера-механика физическая сторона программных средств представляется в виде «чёрного ящика». Поэтому очень важно убедиться в том, что явления, изучаемые на компьютерных моделях, полностью или частично соответствуют реальным результатам, полученным на натуральных образцах машин. Опыт построения и испы-

таний «физических» компьютерных моделей показал, что с их помощью достаточно хорошо моделируются такие процессы как изменение статических нагрузок при перемещении рабочих органов (на примере фронтальных погрузчиков и автогрейдеров). Исследовались также динамические нагрузки ходового оборудования для транспортных режимов пневмоколёсных машин. Такие исследования были проведены с участием магистров Е.Ю. Уминского, Ю.А. Стельмашенко (автогрейдер в пакете «универсальный механизм»), С.Н. Удовиченко (автогрейдер – Autodesk Inventor), А.И. Москаленко, А.С. Оболенского (погрузчик – Autodesk Inventor), М.М. Безсонова, С.А. Ковальского (скрепер – Autodesk Inventor). Удалось смоделировать удар машины рабочим органом в непреодолимое препятствие, а также упор с полным буксованием двигателей и воздействие этих силовых факторов на металлоконструкции машин. Не моделируются процессы взаимодействия с грунтами режущих органов землеройных машин, а также процессы заполнения ковшей и перемещения грунтов перед отвальными рабочими органами.

### Выводы

Компьютерное моделирование является мощным инструментом исследования рабочих процессов строительных и дорожных машин, требующим своего дальнейшего развития и совершенствования. На современном этапе исследования процессов взаимодействия рабочих органов землеройных и землеройно-транспортных машин с грунтом целесообразно использовать достоверные данные, полученные в грунтовых каналах и

на натуральных образцах машин, и с их помощью создавать компьютерно-интегрированные комплексы, предназначенные для расчётов на стадии проектирования и подготовки производства строительных и дорожных машин.

### Литература

1. Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. / В.И. Баловнев. – М.: Высш. школа, 1981. – 335 с.
2. Solid-Works. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов и др. – С.Пб.: БХВ – Петербург, 2005. – 800 с.
3. Кириченко И.Г. Особенности компьютерного моделирования операций функционально-технологического анализа / И.Г. Кириченко // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. науч. тр. – 2010. – Вып. 57. – С. 19–21.
4. Кириченко И.Г. Сервисная технологичность и компоновка дорожных машин по модульному принципу. / И.Г. Кириченко, Н.С. Севрюгина // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. – 2013. – Вып. 63. – С. 18–22.
5. Черніков О.В. Комп'ютерне моделювання та аналіз кінематичних особливостей робочого обладнання фронтального навантажувача / О.В. Черніков, І.Г. Кириченко, А.І. Москаленко // Прикл. геометрія та інженерна графіка. – 2010. – Вип. 86. – С. 107–111.
6. Хмара Л.А. Актуальные направления научных исследований в области совершенствования землеройной, строительной и дорожной техники. / Л.А. Хмара // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. науч. тр. – 2004. – Вып. 26. – С. 5–18.

Рецензент: Е.С. Венцель, профессор, д.т.н, ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 12 мая 2014 г.



УДК 621.825.54(088.8)

## АНАЛІЗ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ЗАПОБІЖНИХ ФРИКЦІЙНИХ МУФТ ПРИВОДІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

Є.С. Венцель, проф., д.т.н., Харківський національний автомобільно-дорожній університет, В.О. Малащенко, проф., д.т.н., В.В. Федик, асп.,  
Національний університет «Львівська політехніка»

*Анотація.* Досліджено закономірності тертя у зоні доторкання двох криволінійних поверхонь, що передають обертальний момент двигуна до робочого органу різноманітних машин. Запропоновано класифікацію та аналітичні залежності коефіцієнта тертя для нових запобіжних муфт.

*Ключові слова:* муфти, запобіжні муфти, коефіцієнт тертя.

## АНАЛИЗ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ ПРИВОДОВ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Е.С. Венцель, проф., д.т.н., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, В.А. Малащенко, проф., д.т.н., В.В. Федик, асп.,  
Национальный университет «Львовская политехника»

*Аннотация.* Исследованы закономерности трения в зоне контакта двух криволинейных поверхностей, которые передают вращающий момент двигателя к рабочему органу транспортных машин. Предложены классификация и аналитические зависимости коэффициента трения для новых предохранительных муфт.

*Ключевые слова:* муфты, предохранительные муфты, коэффициент трения.

## ANALYZING THE LOADING CAPACITY OF PROTECTIVE FRICTION CLUTCHES OF DRIVES FOR MATERIALS HANDLING, ELEVATING AND HAULING MACHINES

Ye.Ventsel, Prof., Dr., Eng. Sc., Kharkiv National Automobile and Highway University,  
V. Malaschenko, Prof., Dr., Eng. Sc., V. Fedik, postgraduate,  
National University «Lviv Polytechnika»

*Abstract.* Friction tendencies in the contact area of two curved surfaces transmitting the engine torque to working tools of transport machines have been studied. A classification and analytical dependencies of the friction coefficient for new protective clutches have been proposed.

*Key words:* clutches, protective clutches, friction coefficient.

### Вступ

Відомо, що будь-яка фрикційна муфта, зокрема самокерована, може бути запобіжною. Вона відрізняється від керованої тільки відсутністю механізму керування. У самокеров-

ваній фрикційній муфті під час виконання нею функції запобігання перевантаженням у кінематичному ланцюгу приводу машин відбувається пробуксовування ведучої її частини по відношенню до ведених. Це відбувається тоді, коли обертальний момент, що

передається муфтою, досягає небажаної величини. У цьому разі й відбувається взаємне проковзування у фрикційній парі кінематичного ланцюга. Максимальний обертальний момент задають притисканням ведених частин муфти до її ведучих. Силу притискання фрикційних дисків створюють пружини, зтягування яких регулюється за допомогою гайок, що фіксуються контргайками. Такі муфти є об'єктом досліджень у даній роботі.

### Аналіз публікацій

Аналіз літературних джерел та патентної інформації показує, що навіть у питанні класифікації запобіжних фрикційних муфт немає одностайної думки [8]. В основу її розробки покладено випадки, коли профіль поверхні контакту фрикційних елементів виконано у вигляді прямої [2, 4]. Відомі запобіжні фрикційні муфти підвищеної навантажувальної здатності (рис. 1). Розроблено та запатентовано нові конструкції запобіжних фрикційних муфт із криволінійним профілем поверхонь фрикційних елементів, що здатні передавати підвищений обертальний момент [5]. Попередній аналіз їх функціонування та силових співвідношень у робочій зоні розглянуто в наукових статтях [6, 7].

### Мета і постановка задачі

Метою даної роботи є узагальнення та доповнення відомої інформації на основі розробки уточненої класифікації, що включає нові конструкції запобіжних муфт із криволінійними поверхнями контакту фрикційних елементів, визначення навантажувальної здатності з уточненням фактичного коефіцієнта тертя в зоні контакту та порівняння з відомими муфтами.

### Навантаження запобіжних фрикційних муфт ПТМ

В основу доповнення класифікації (рис. 3) покладено нові конструкції запобіжних фрикційних муфт, що захищені відповідними авторськими свідоцтвами СРСР та патентами Російської Федерації і мають такі загальні конструктивні та експлуатаційні ознаки: форму контактної поверхні; число поверхонь тертя; умови експлуатації; наявність оберненого зв'язку; особливості запобіжних елементів та форми елементів тертя. Базовими об-

рано запатентовані муфти, наведені на рис. 1. Причому на рис. 1, а наведено муфту із суцільним проміжним диском, де: 1 – внутрішня напівмуфта; 2 – зовнішня напівмуфта; 3 – суцільний проміжний диск; 4 – натискний диск; 5 – пружина; 6 – кожух.

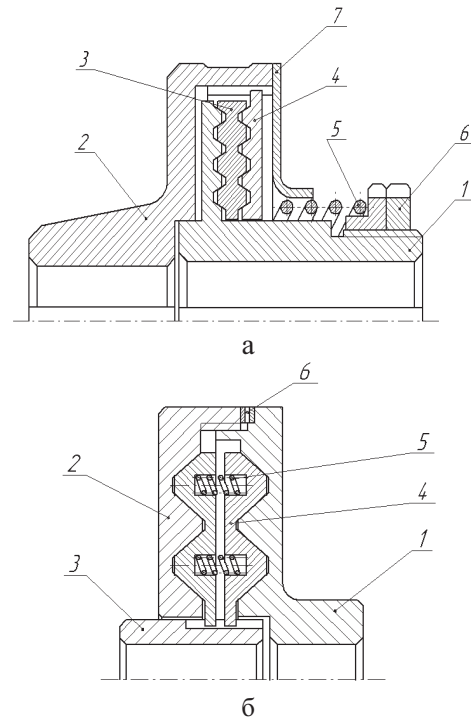


Рис. 1. Конструкції фрикційних муфт: а – із суцільним проміжним диском; б – із розрізним проміжним диском

А на рис. 1, б наведено: 1 – ведуча напівмуфта; 2 – притискний диск; 3 – ведена напівмуфта; 4 – розрізний проміжний диск; 5 – пружини; 6 – регулювальні прокладки.

З метою покращення навантажувальної здатності муфт (рис. 1) розроблено конструкції з криволінійними профілями фрикційних поверхонь.

Окремі з них наведені на рис. 2, де 1 – ведучі напівмуфти; 2 – ведені напівмуфти; 3 – елементи тертя; 4 – корпуси (рис. 2, а і б); 4 – елемент тертя (рис. 2, в); 5 – пружні елементи; 6 – регулювальні прокладки; 7 – проміжні елементи; 8 – прокладка корпусу. Окрім того, на рис. 2, а наведена муфта з підвищеною довговічністю бокових поверхонь напівмуфт за рахунок застосування прокладок спеціального профілю, які вкладаються в кільцеві западини, виготовлені на поверхнях корпусу та ведучої напівмуфти. Зрозуміло, що такі накладки виготовляються із якіснішого матеріалу, ніж корпус та ведуча напівмуфта. Будова

ва та принцип роботи цих муфт є очевидними (рис. 1 і 2). Більше того, ці питання детальніше висвітлені в роботах [5], тому за потреби читач завжди може з ними ознайомитися.

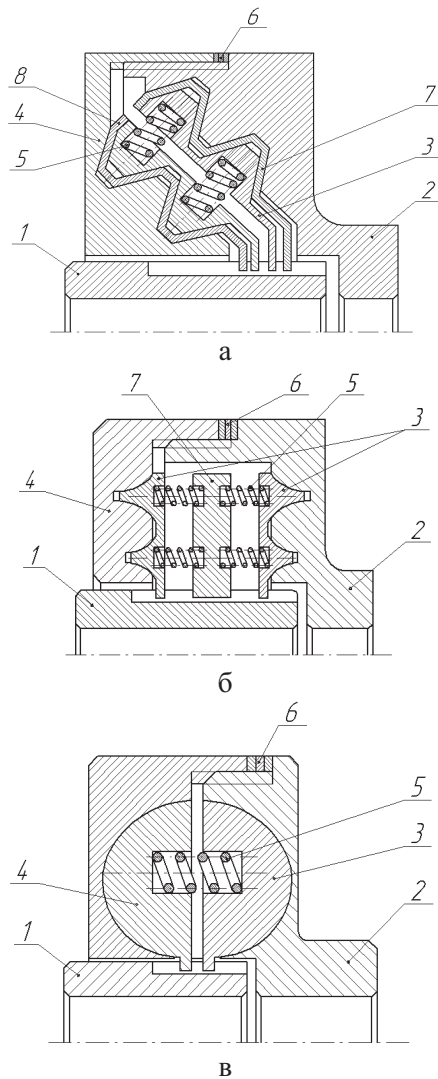


Рис. 2. Фрикційні муфти підвищеної навантажувальної здатності: а – проміжний елемент має додаткові фрикційні частини; б – проміжний елемент із центральним кільцем; в – дугоподібний профіль проміжного елемента

Запропонована класифікація вибирає доповнення конструктивними елементами, які мають ознаки світової новизни. Зокрема за формою контактної поверхні введено поняття «дисково-конусні», «опукло-випуклі конусні», «сфероподібні», а за видом елементів тертя – «змінний конус», «складені диски» та «сфера».

У роботах [6, 7] частково було розкрито конструктивно-силовий взаємозв'язок нової фрикційної муфти з криволінійними поверх-

нями тертя згідно з [1] та висловлено гіпотезу про те, що змінний коефіцієнт тертя на криволінійних поверхнях муфти є обернено пропорційним довжині дотичної до цієї поверхні, проведеної через точку контакту фрикційних елементів. Такий підхід дозволив отримати аналітичну залежність між основними габаритами муфти, за умови рівності питомого навантаження на фрикційних поверхнях, проте для визначення обертового моменту муфти цього недостатньо, бо не відомо, яких значень набуває змінний коефіцієнт тертя залежно від осьових габаритів муфти.

Для встановлення закону зміни коефіцієнта тертя та визначення навантажувальної здатності муфти розроблено розрахункову схему для лівої частини проміжного диска муфти згідно з А.С. СРСР № 1610114, що показана на рис. 4. Для порівняння навантажувальної здатності муфт [1] та [5] припускалось, що вони мають однакові радіальні та осьові габарити, тобто осьова довжина виступів  $m=24$  мм;  $\frac{d_1-d_2}{2} = 12$  мм (рис. 4). В декар-

товій системі координат у масштабі 10:1 побудовано лінію контакту верхньої частини першого виступу для випадку, коли вона описується функцією  $f(x) = e^{K_1 x}$  (рис. 5).

Для визначення  $K_1=0,1$  в рівняння лінії контакту підставлялись відповідні значення функції та аргументу. Довжина дотичної між віссю  $OX$  та точкою контакту визначається базуючись на відомій формулі

$$l_{g_1} = \left| \frac{y_1}{y_1'} \sqrt{y_1'^2 + 1} \right|, \quad (1)$$

де  $l_{g_1}$  – довжина дотичної між точкою дотику та віссю  $OX$ ;  $y_1$  і  $y_1'$  – значення функції та її похідної в точках дотику відповідно  $f(x)$ .

На рис. 5 наведено графік зміни довжин дотичних у точках дотику фрикційних елементів в однаковому масштабі із лінією контакту.

Встановлено причинно-наслідковий зв'язок між змінним коефіцієнтом тертя на криволінійних поверхнях муфт та рівняннях лінії контакту фрикційних елементів. Для цього відповідні ординати довжин дотичних поділено на ординати точок контакту фрикційних елементів. Визначено значення абстрактних коефіцієнтів для лінії контакту  $f(x) = e^{0,1x}$



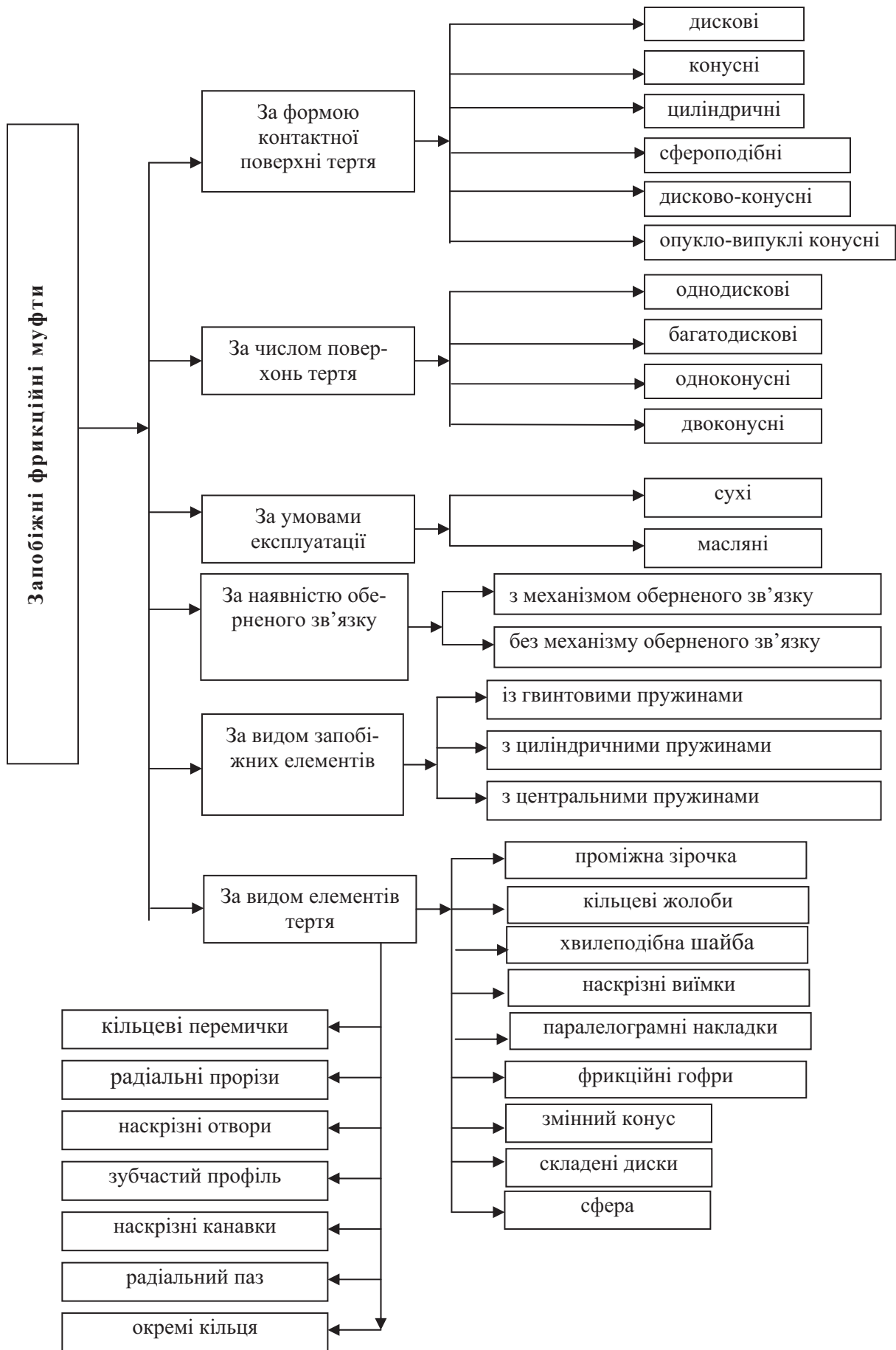


Рис. 3. Класифікація запобіжних фрикційних муфт із запропонованими новими муфтами

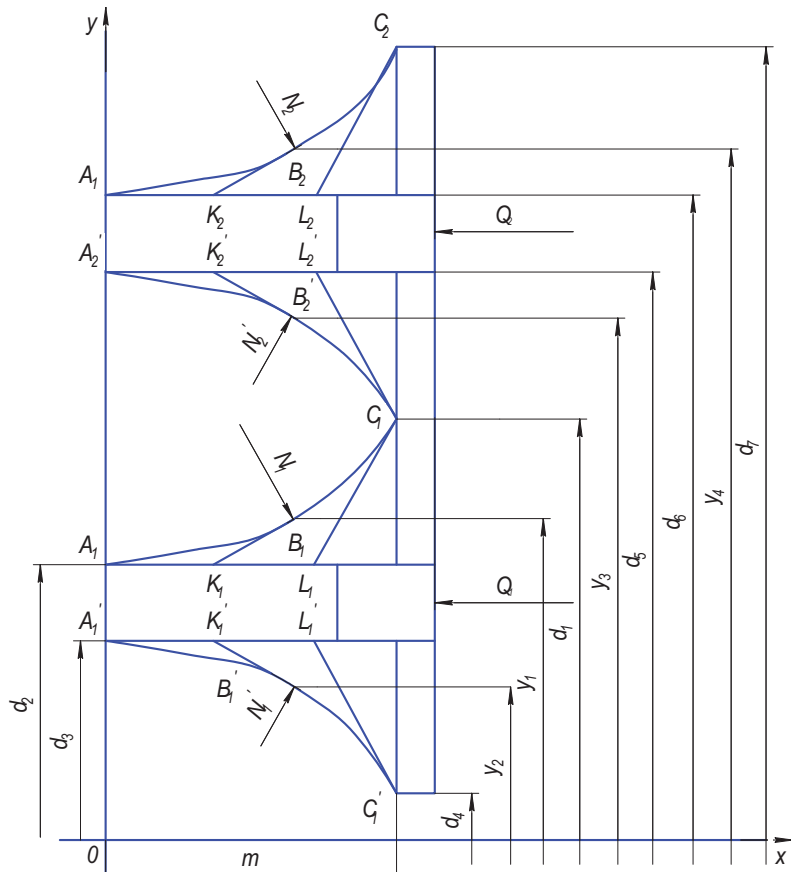


Рис. 4. Розрахункова схема лівої частини проміжного диска

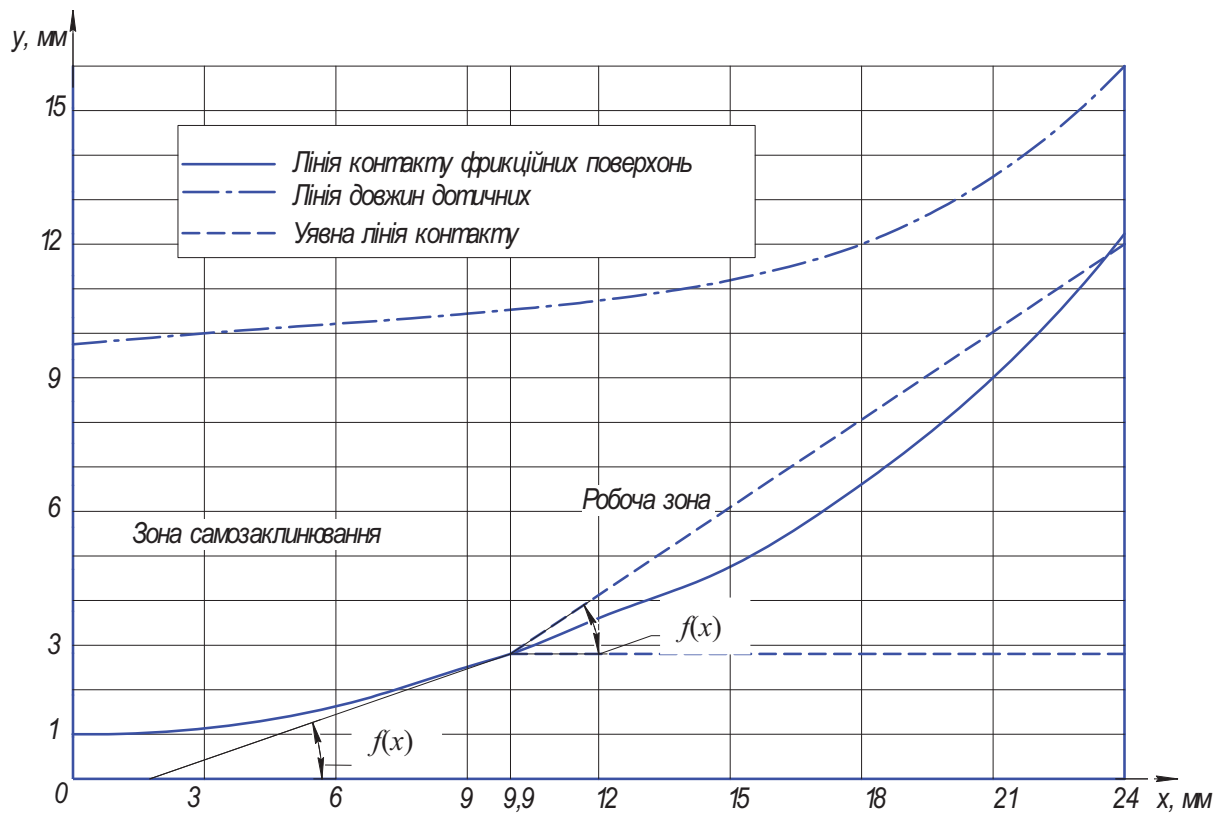


Рис. 5. Залежність зміни довжин дотичних для лінії контакту  $y = e^{0,1x}$

залежно від осьових габаритів муфти через величини допоміжної функції  $\Phi_1(l_g)$ , тобто якщо  $x$  дорівнює: 3, 6, 12, 18 і 24, то  $\Phi_1(l_g)$  відповідно набуває значень 7,53; 5,64; 3,20; 1,94 і 1,30.

Тепер можна записати змінний коефіцієнт тертя  $f_{3M}$  на криволінійній поверхні верхньої частини першого виступу напівмуфти у такому вигляді

$$f_{3M} = f_1' \cdot \Phi_1(l_g), \quad (2)$$

де  $f_1'$  – приведений коефіцієнт тертя в цапфі;  $\Phi_1(l_g)$  – допоміжна функція.

Величина  $f_1'$  застосована з огляду на те, що існує аналогія між конструкціями цапфи і муфти, а приведений коефіцієнт тертя не залежить від радіуса тертя цапфи.

Після інтерполяції [6]  $\Phi_1(l_g)$  і  $f_1'$  набувають аналітичного вигляду

$$\Phi_1(l_g) = 0,01x^2 - 0,67x + 9,32; \quad (3)$$

$$f_{3M} = \frac{4}{\pi} f (0,01x^2 - 0,67x + 9,32), \quad (4)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання матеріалу фрикційних елементів.

Проведено перевірку достовірності методу визначення змінного коефіцієнта тертя на криволінійній поверхні фрикційних елементів, в основу якої покладені такі міркування: будь-яка крива лінія є загальним випадком прямої лінії і за певних параметрів може в неї перетворюватися. Якщо запропонований метод визначення  $f_{3M}$  є вірним для криволінійної поверхні, то він є вірним і для окремих випадків, коли лінія контакту фрикційних елементів виконується у вигляді прямої. Такими окремими випадками є відомі класичні рішення в конструкціях дискових та конусних фрикційних муфт. Для зручності проведення обчислень розглянуто випадок, коли лінія контакту конусної муфти (рис. 6) нахилена до її осі під кутом  $\alpha=45^\circ$ , а загальне рівняння прямої  $y=K_2x+b$  при  $K_2=1$  і  $b=2$  набуло вигляду  $y=x+2$ . На рис. 4 побудовано графік зміни довжин дотичних у кожній точці лінії контакту. Поділивши кожну відповідну ординату лінії довжини дотичних на ор-

динату точок контакту фрикційних елементів, встановлено, що

$$\Phi_1(l_g) = \sqrt{2} \text{ і } f_{3M} = \frac{f}{\sin \alpha}, \text{ при } \alpha = 45^\circ.$$

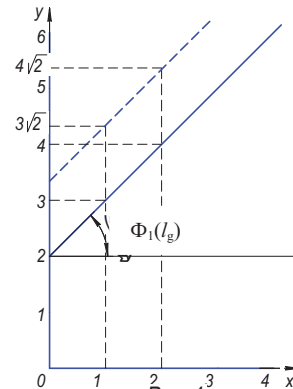


Рис. 6. Залежність зміни довжини дотичних для лінії контакту  $y = x + 2$

Отже, для конусної муфти достовірність запропонованого методу визначення приведенного коефіцієнта тертя доведено. Для дискової муфти (рис. 7) приведений коефіцієнт тертя  $f$  збігається з коефіцієнтом ковзання фрикційних матеріалів і може бути визначений як

$$f_{3M} = f \Phi(l_g) = f \frac{r_1}{r_1} = f \frac{r_2}{r_2} = f,$$

де  $r_1$  і  $r_2$  – найбільший і найменший радіуси тертя дискової муфти.

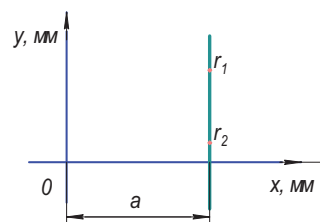


Рис. 7. Залежність зміни довжин дотичних для лінії контакту  $x = a$

Достовірність запропонованого методу визначення зведеного коефіцієнта тертя на криволінійній поверхні доведено для часткового випадку відомих дискових муфт.

Тепер розглянемо відомі конусні муфти, для яких під час роботи має місце явище самозаклинювання [3, 6]. Тому на практиці для них беруть кут конусності  $\alpha \approx 15^\circ$ . З огляду на це проведено дослідження осьових габаритів за умови відсутності самозаклинювання муфти.

Мінімальний кут нахилу дотичної в точці контакту фрикційних елементів, при якому можлива робота муфти без самозаклинювання, є рівним мінімальному куту конусності  $\alpha \approx 15^\circ$ . Із означення кутового коефіцієнта прямої [8] відомо, що

$$K_3 = (e^{0,1x})' = 0,1e^{0,1x} = \operatorname{tg}15^\circ = 0,27. \quad (5)$$

Із (5) неважко встановити, що  $x=9,9$  мм – це така абсциса, починаючи з якої муфта працює без самозаклинювання. Відповідно до цього осьові габарити муфти поділено на дві зони: зону самозаклинювання ( $0 < x < 9,9$ ) і робочу зону ( $9,9 < x < 24$ ) (рис. 3). За рахунок точного встановлення межі зони самозаклинювання, у якій муфта конструктивно не виконується, стає можливим суттєве зменшення осьових габаритів муфти, що відповідають робочій зоні.

### Висновки

Запропонований метод визначення зведеного коефіцієнта тертя має теоретичне та практичне значення і дає нове уявлення про закономірності процесу сухого тертя між тілами з криволінійними робочими поверхнями.

Встановлена закономірність зміни зведеного коефіцієнта тертя на криволінійних поверхнях муфти значно підвищує точність визначення значень обертального моменту, що передається муфтою, покращує рівномірність питомого навантаження поверхонь тертя тощо, тому може бути застосована для проведення уточнювальних розрахунків різноманітних об'єктів машинобудування під час їх проектування та експлуатації.

Перевірка його достовірності проведена для окремих традиційних випадків, коли контакт між фрикційними елементами є лінійним. Розглядалися при цьому дискові та конусні муфти та одержані класичні аналітичні залежності визначення приведенного коефіцієнта тертя на цих поверхнях, що повністю підтверджує правильність одержаних закономірностей аналітичним шляхом.

### Література

1. А.с. 1610114 СССР МКИ F16D 7/02, 13/64. Дисковая фрикционная муфта / С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.Я. Петренко, П.В. Карнаух, (СССР), – № 4651070/31-27; Заявл. 02.01.89; Опубл. 30.11.90. Бюл. № 44, 1990. – 3 с.
2. Муфти механічні. Терміни та визначення: ДСТУ 2278-93. – Чинний від 01.01.1995. – К.: Держ. комітет стандартизац. метролог. та сертифікац. України, 1995. – 48 с.
3. Муфти запобіжні фрикційні. Параметри, конструкція і розміри: ДСТУ 3174-95. – Чинний від 01.81.1997. – К.: Держ. комітет стандартизац. метролог. та сертифікац. України, 1997. – 58 с.
4. А.с. 615293, БІ №26, 1978; № 653448, БІ №11, 1979; №1214952, БІ №8, 1985 Дисковая фрикційна муфта./ С.Г. Калінін, В.О. Малащенко, П.Я. Петренко. - №7536110/11-24.
5. Дискова фрикційна муфта. А.С. № 1610114, БІ №30, 1990; № 1693290, БІ №43, 1991; №1781479, БІ №46, 1992 / С.Г. Калінін, В.О. Малащенко, П.Я. Петренко, П.В. Карнаух.
6. Малащенко В.О. Пошук раціонального співвідношення геометричних параметрів запобіжної фрикційної муфти / В.О. Малащенко, М.П. Мартинців, П.В. Карнаух // Науковий вісник НЛУУ: зб. наук. пр. – 2007. – Вип. 17.2. – С. 88–92.
7. Малащенко В.О. Визначення навантажувальної здатності запобіжної фрикційної муфти з дугоподібним профілем фрикційних елементів / В.О. Малащенко, П.В. Карнаух // Вісник. СУНУ імені В. Даля: зб. наук. пр. – 2007. – № 9(115). – С. 109–112.
8. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления для втузов / Н.С. Пискунов – Т.1. – М.: Наука, 1978. – 456 с.

Рецензент: М.А. Подригало, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 2 червня 2014 р.

УДК 621.225:69.002.51

## ПЕРСПЕКТИВЫ СОЗДАНИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ МАШИН И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ГИДРОАККУМУЛИРУЮЩИХ СИСТЕМ

Л.А. Хмара, проф., д.т.н., Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры, г. Днепропетровск, А.П. Холодов, доц., к.т.н., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

*Аннотация.* Проанализированы существующие достижения в области создания гидроаккумулирующих систем и машин с гибридными силовыми установками. Рассмотрены возможности создания энергосберегающих строительно-дорожных машин циклического и непрерывного действия и пути совершенствования гидроаккумулирующих систем.

*Ключевые слова:* гидросистема, гибрид, аккумулятор, управляемая муфта.

## ПЕРСПЕКТИВИ СТВОРЕННЯ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖНИХ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ МАШИН І ВДОСКОНАЛЕННЯ ГІДРОАКУМУЛЮЮЧИХ СИСТЕМ

Л.А. Хмара, проф., д.т.н., Придніпровська державна академія будівництва і архітектури, м. Дніпропетровськ, А.П. Холодов, доц., к.т.н., Харківський національний автомобільно-дорожній університет

*Анотація.* Проаналізовано існуючі досягнення в галузі створення гідроаккумуляційних систем і машин з гібридними силовими установками. Розглянуто можливості створення енергозберігаючих будівельно-дорожніх машин циклічної і безперервної дії та шляхи вдосконалення гідроаккумуляційних систем.

*Ключові слова:* гідросистема, гібрид, акумулятор, керована муфта.

## PROSPECTS FOR CREATING ENERGY-EFFICIENT ROAD BUILDING MACHINES AND IMPROVEMENT OF PUMPED HYDROSTORAGE SYSTEMS

L. Khmara, Prof., Dr., Eng. Sc., Prydniprov's'ka State Academy of Civil Engineering and Architecture, Dnipropetrovsk, A. Kholodov, Assoc. Prof., Cand., Eng. Sc., Kharkiv National Automobile and Highway University

*Abstract.* Existing achievements in creating pumped hydrostorage systems as well as vehicles with hybrid power plants have been analyzed. Possible development of energy-efficient road building machines of cyclic and continuous action, and ways to improve the pumped hydrostorage systems have been considered.

*Key words:* hydraulic system, hybrid, storage battery, controllable coupling.

### Введение

Гибридные силовые установки получили широкое развитие на автомобильном транспорте. Это связано с мировой тенденцией поиска альтернативных источников энергии,

снижения расхода топлива и повышения экологичности автомобилей. По прогнозам компании Bosch, в 2010 г. на автомобильном рынке появится около 50 различных гибридных моделей машин. Их доля будет постоянно расти: от 1 % в 2010 г. до 5 % в 2025 г.,



что составит порядка 4 млн автомобилей. О чем свидетельствуют и данные компании Toyota по количеству выпущенных фирмой легковых автомобилей с гибридными силовыми установками (рис. 1).

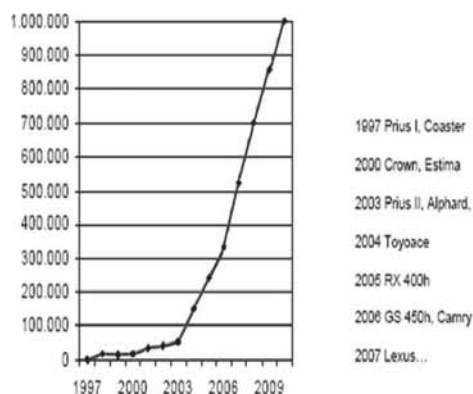


Рис. 1. Данные по количеству выпущенных автомобилей с гибридными силовыми установками

В дорожном хозяйстве, которое является потребителем значительного количества топлива и электроэнергии, развитие гибридных силовых установок протекает менее интенсивно. Отдельные предприятия дорожного хозяйства не велики, но из-за их многочисленности суммарное потребление топливно-энергетических ресурсов в отрасли значительно. В связи с этим гибридизация дорожно-строительных машин также является актуальной.

### Анализ публикаций

Одним из перспективных способов повышения топливной экономичности дорожных машин как циклического, так и непрерывного действия является создание гибридных машин и силовых установок.

В настоящее время известны различные гибриды:

- электрические – на основе электродвигателей и электроаккумуляторов;
- термогидравлические – на основе совместной работы ДВС и гидросистемы;
- тепловые – на основе тепловых аккумуляторов;
- гидроаккумулирующие – на основе гидропневмоаккумуляторов.

Электрические гибриды широко используются в автомобильном транспорте и разрабатываются практически всеми известными фирмами производителями: BMW, Mercedes,

Volvo. На строительно-дорожных машинах энергосберегающие системы внедряются такими фирмами как Caterpillar, Volvo и др. В автомобиле Volvo FE Hybrid применяется гибридная силовая энергетическая установка в виде дизельного двигателя и обратимой электромашин, которые под воздействием системы управления могут работать как вместе, так и отдельно. При этом переключение между режимами работы осуществляется автоматически соответствующими элементами системы управления. Силовая энергетическая установка (рис. 2) транспортного средства нового поколения Volvo FE Hybrid включает в себя: дизельный двигатель *D*; сцепление; коробку перемены передач (КПП) I-Shift (*I*); систему MDS в виде обратимого электротехнического комплекса, сочетающего в своей основе функциональные возможности стартера (электродвигателя *G* постоянного тока) и генератора *E*; блок PMU управления энергетической установкой, координирующий работу её основных частей; блок *B* аккумуляторов.

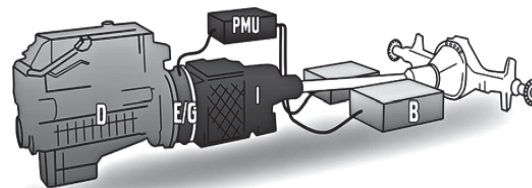


Рис. 2. Схема гибридного привода Volvo

Экономичность и надёжность эксплуатации автомобиля Volvo FE Hybrid, а также его безопасность для внешней среды свидетельствуют об эффективности гибридной технологии, используемой в его конструкции.

Для мобильных машин и экскаваторов разработаны термогидравлические агрегаты (рис. 3, 4), которые позволяют снизить энергопотребление на 30 %.

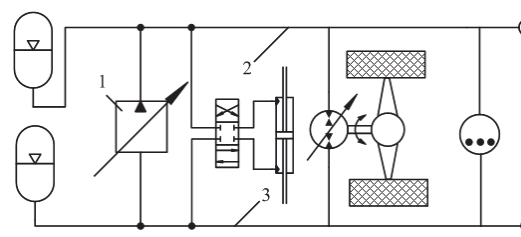


Рис. 3. Схема установки термогидравлического агрегата на транспортное средство: 1 – термогидравлический агрегат; 2 – силовой контур гидросистемы; 3 – обратный контур гидросистемы

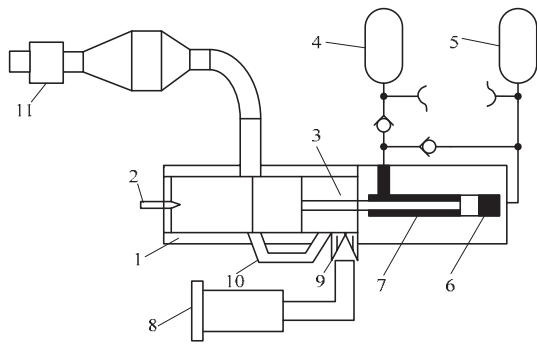


Рис. 4. Схема термогидравлического агрегата со свободным поршнем: 1 – цилиндр двигателя внутреннего сгорания; 2 – топливная форсунка; 3 – продувочный объем цилиндра двигателя; 4 – низкое давление жидкости; 5 – высокое давление жидкости; 6 – зона высокого давления; 7 – кольцевая зона; 8 – воздушный фильтр; 9 – мембранный клапан; 10 – переходной канал газов; 11 – выхлопная труба с глушителем

Ранее авторами были предложены гидроаккумулирующие системы (рис. 5) для землеройно-транспортных машин циклического действия, позволяющие накапливать гидравлическую энергию на холостых ходах машин и возвращать ее на нагруженных режимах копания.

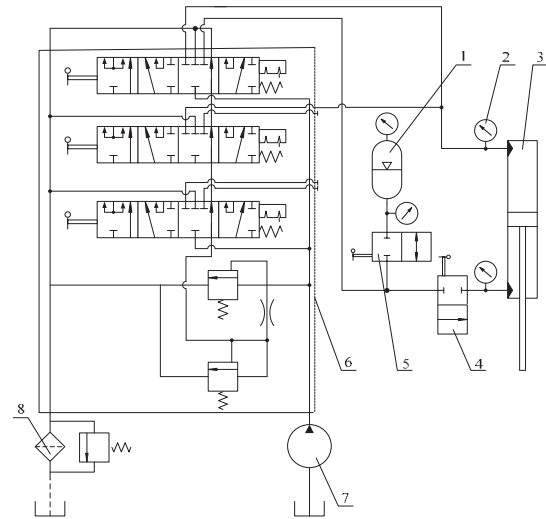


Рис. 5. Модернизированная гидросхема бульдозера: 1 – гидропневмоаккумулятор; 2 – датчик давления (ПД 10/2 УХЛ 3.1); 3 – гидроцилиндр; 4, 5 – гидрораспределитель (тип Ду 10); 6 – гидрораспределитель (тип P75); 7 – насос (тип НШ); 8 – фильтр

Гидроаккумулирующая система перераспределяет силовые потоки в течение рабочего цикла машины, тем самым перераспределяя затраты мощности первичного двигателя, следовательно, снижая расход топлива (рис. 6, 7).

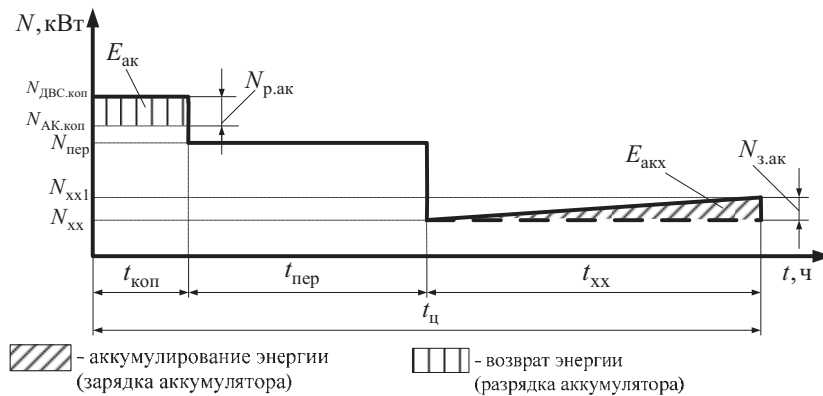


Рис. 6. Циклограмма рабочего процесса бульдозера с использованием гидроаккумулирующей системы:  $E_{ак}$  – энергия, затрачиваемая аккумулятором на этапе копания;  $N_{р.ак}$  – мощность, затрачиваемая аккумулятором на этапе копания;  $E_{акх}$  – энергия, аккумулируемая на холостом ходу;  $N_{з.ак}$  – мощность, аккумулируемая на холостом ходу;  $N_{ДВС.коп}$  – мощность ДВС на операции копания без использования гидроаккумулирующей системы;  $N_{АК.коп}$  – мощность ДВС на операции копания с использованием гидроаккумулирующей системы;  $N_{пер}$  – мощность ДВС на перемещение грунта;  $N_{хх1}$  – мощность, затрачиваемая на холостом ходу при использовании гидроаккумулирующей системы;  $N_{хх}$  – мощность, затрачиваемая на холостом ходу без использования гидроаккумулирующей системы;  $t_{коп}$  – время копания грунта;  $t_{пер}$  – время операции перемещения грунта;  $t_{хх}$  – время холостого хода;  $t_{ц}$  – время рабочего цикла

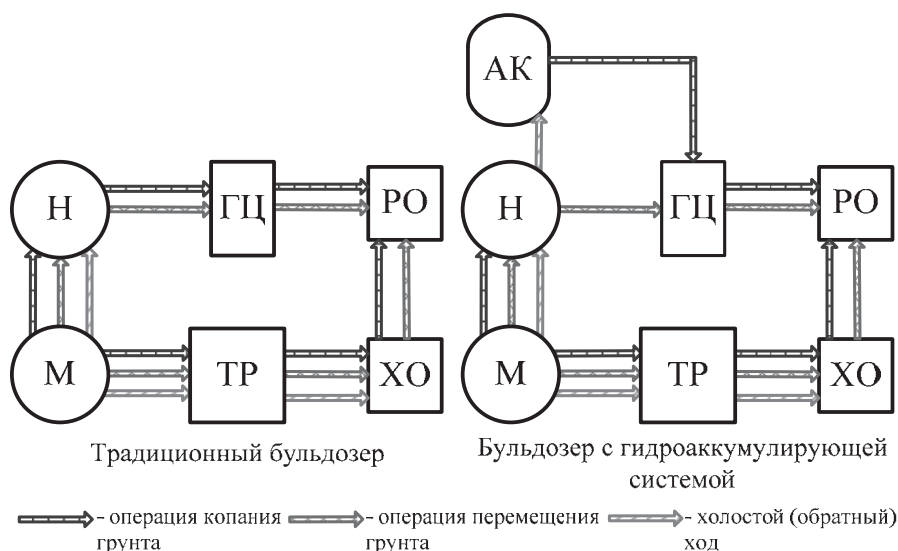


Рис. 7. Схема потоков энергии силовой установки бульдозера во время рабочего цикла: а – бульдозера традиционного исполнения; б – бульдозера с гидроаккумулирующей системой; М – двигатель; ТР – трансмиссия бульдозера; Н – гидронасос; ГЦ – гидроцилиндр; РО – рабочее оборудование; АК – аккумулятор

В дорожно-строительной отрасли используется множество машин непрерывного действия, которые не имеют выраженного холостого хода при разработке траншеи и которые также нуждаются в повышении топливной экономичности.

**Пути развития гидроаккумулирующих систем**

Данную проблему можно решить путем установки таких гибридных силовых установок, а именно гидроаккумулирующей системы. Данная система позволяет аккумулировать гидравлическую энергию на недогруженных (транспортных) режимах работы машин непрерывного действия, а затем использовать накопленную энергию для привода гидрооборудования.

Рассмотрим на примере работу траншеекопателя (рис. 8).



Рис. 8. Общий вид траншейного экскаватора ЭТЦ-1609

Развитие гидроаккумулирующих систем возможно и в виде многокаскадных систем. Например, для гидравлических экскаваторов система состоит из нескольких гидропневмоаккумуляторов с различным уровнем зарядки для привода каждого из механизмов: гидроцилиндра управления ковшом, гидроцилиндра управления рукоятью и гидроцилиндра управления стрелой.

При использовании гидроаккумулирующей системы в рабочем цикле экскаватора произойдет перераспределение потоков энергии (рис. 9, 10) и изменится поэтапный расход мощности двигателя.

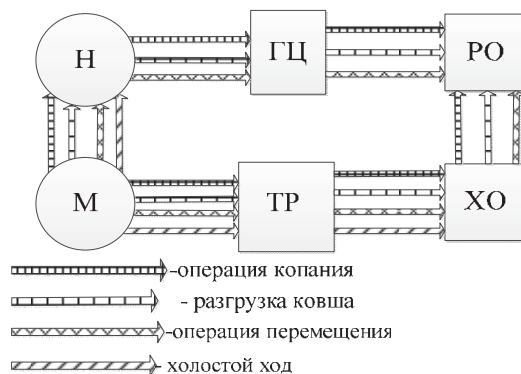


Рис. 9. Схема потоков энергии силовой установки экскаватора во время рабочего цикла: М – двигатель; Н – насос; ТР – трансмиссия; ГЦ – гидроцилиндры; РО – рабочее оборудование; ХО – ходовое оборудование

При использовании гидроаккумулирующей системы в рабочем цикле экскаватора произойдет перераспределение потоков энергии и изменится поэтапный расход мощности двигателя.

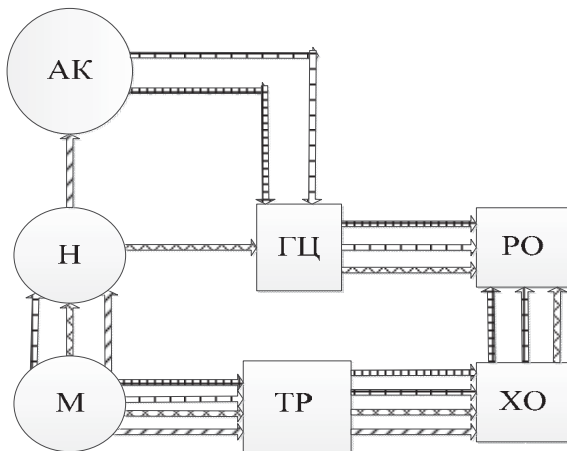


Рис. 10. Схема потоков энергии силовой установки экскаватора во время рабочего цикла с гидроаккумулирующей системой: М – двигатель; Н – насос; ТР – трансмиссия; ГЦ – гидроцилиндры; РО – рабочее оборудование; ХО – ходовое оборудование; АК – аккумулятор

Графики распределения средней мощности силовой установки экскаватора при копании грунта в течение цикла представлены на рис. 11.

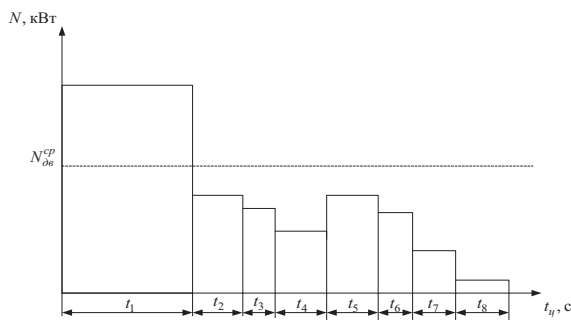


Рис. 11. Диаграмма распределения средней мощности силовой установки экскаватора при копании грунта в течение цикла:  $t_1$  – копание грунта;  $t_2$  – разгон платформы при повороте на выгрузку;  $t_3$  – равномерное движение при повороте на выгрузку;  $t_4$  – торможение платформы при повороте на выгрузку;  $t_5$  – разгон платформы при повороте в забой;  $t_6$  – равномерное движение при повороте в забой;  $t_7$  – торможение платформы при повороте в забой;  $t_8$  – опускание рабочего оборудования

Наиболее нагруженным режимом работы является процесс копания, во время которого затраты мощности могут достигать уровня максимальной мощности двигателя внутреннего сгорания (ДВС). В режиме холостого хода экскаватора его ДВС использует лишь незначительную долю мощности для обеспечения работы механизма перемещения. Предлагается аккумулирование доли мощности ДВС путем преобразования в гидравлическую энергию за счет накопления ее в гидропневмоаккумуляторе (ГПА). Использование гидроаккумулирующей системы на экскаваторе позволит снизить среднюю мощность силовой установки (рис. 12).

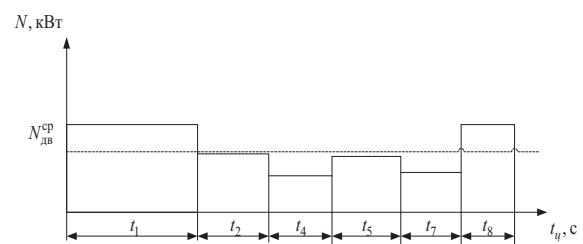


Рис. 12. Диаграмма распределения средней мощности силовой установки экскаватора с гидроаккумулирующей системой

На рис. 13 представлена гидравлическая схема экскаватора ЭО-4225А-07 с системой аккумулирования энергии.

Гидроаккумулирующая система, установленная на экскаваторе, может заряжаться тремя способами:

- при перемещении экскаватора по забою и перебазировании;
- во время поворота экскаватора от забоя к месту разгрузки;
- при опускании рабочего оборудования.

Необходимый объем жидкости в гидроаккумуляторе должен соответствовать объему, который использует гидроцилиндр РО на этапе копания. Приняв допущение, можно сказать, что объем рабочей камеры гидроаккумулятора равен объему цилиндра.

Приведенные выше гидроаккумулирующие системы можно усовершенствовать путем установки управляемой муфты между двигателем и гидронасосом, которая будет отключать гидравлический насос, когда он работает «в холостую» (рис. 14).



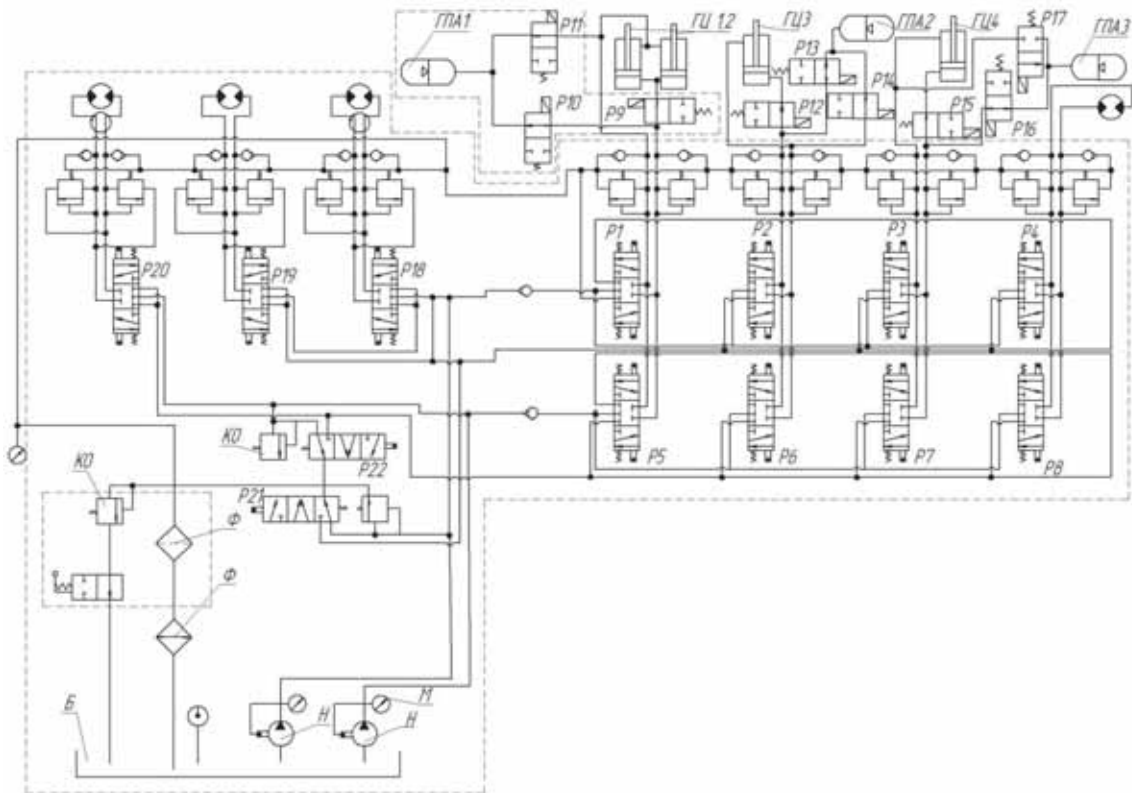


Рис. 13. Гидросхема экскаватора ЭО-4225А-07 с гидроаккумулирующей системой

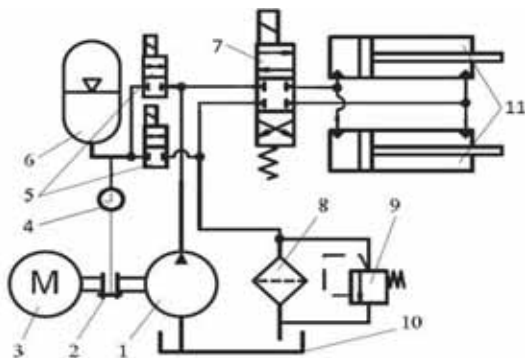


Рис. 14. Схема гидроаккумулирующей системы с управляемой муфтой: 1 – гидронасос; 2 – управляемая муфта сцепления; 3 – ДВС; 4 – датчик давления; 5 – гидрораспределители управления процессом зарядки – разрядки ГПА; 6 – гидропневмоаккумулятор; 7 – гидрораспределитель; 8 – фильтр; 9 – предохранительный клапан; 10 – бак; 11 – гидроцилиндры управления рабочим оборудованием

Принцип работы данной системы заключается в следующем: крутящий момент от ДВС (3) передаётся через управляемую муфту (2) на гидронасос (1), который подаёт гидравлическую жидкость через гидрораспределители управления процессом зарядки – разрядки (5)

в гидропневмоаккумулятор (ГПА) (6), который накапливает жидкость для работы гидроцилиндров управления рабочим оборудованием (11); так же гидронасос подает жидкость к гидроцилиндрам, если они используются в момент зарядки ГПА. При достижении максимального давления в ГПА датчик давления (4) подаёт сигнал на муфту сцепления, которая отключает связь между насосом и ДВС, и в дальнейшем гидроцилиндры работают от давления в ГПА, пока давление в них не опустится до минимального и датчик давления не подаст сигнал на муфту для подключения насоса.

Применение управляемой муфты в гидроаккумулирующей системе позволит снизить затраты энергии первичного двигателя, а следовательно, и расход топлива на холостых режимах работы и на нагруженных режимах с использованием гидроаккумулирующей системы.

При работе гидроаккумулирующих систем существуют режимы, когда невозможно использовать в полной мере запасы рабочей жидкости, когда внешняя нагрузка превышает существующее давление в ГПА.



Повысить давление газа при малом количестве рабочей жидкости можно путем изменения его температуры. При нагревании газ расширяется, тем самым увеличивается давление в газовой камере ГПА. Известны исследования изменения давления азота от температуры, результаты которых приведены в табл. 1.

Таблица 1 Показатели повышения давления в зависимости от температуры

Температура, °С									
20	40	60	80	100	120	140	160	180	
Давление, МПа									
15	16	17	19	20	21	22	23	24	

Обеспечить подогрев газовой камеры можно с помощью выхлопных газов от двигателя, регулируя температуру распределительной заслонкой (рис. 15).

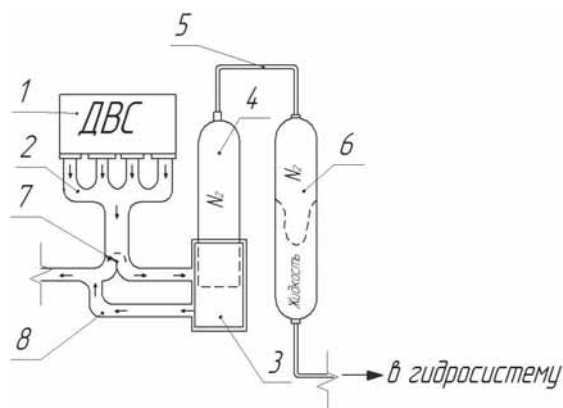


Рис. 15. Регулятор температуры гидроаккумулирующей системы: 1 – ДВС; 2 – выхлопной коллектор; 3 – теплообменник; 4 – баллон с азотом; 5 – трубопровод; 6 – ГПА; 7 – распределительная заслонка; 8 – реверсивный патрубок

### Выводы

Применение гибридных машин оправдано ценами на нефть и экологической политикой. И дальнейшее их развитие и совершенствование в области строительно-дорожных машин позволит значительно снизить выброс вредных веществ и затраты на топливо.

### Литература

1. Балезин Н.М. Гибридный автомобиль Volvo FE HYBRID / Н.М. Балезин // Строительные и дорожные машины. – 2014. – № 2. – С. 11–14.

2. Баловнев В.И. Термогидравлические агрегаты для мобильных строительных машин и экскаваторов / В.И. Баловнев, П.В. Баловнев, Д.Г. Мороз // Механизация строительства. – 2007. – № 8. – С. 2–5.
3. Гусаков С.В. Гибридные силовые установки на основе ДВС – М.: РУДН, 2008. – 1 электрон.опт. диск (CD-ROM); 12 см. – Pentium 2, 400 Mhz; 32 Mb; Windows 98/2000/XP/Vista; 2 Мб на жестком диске; видеосистема 4 Мб; встроенные колонки – Режим доступа к журн.: <http://www.pfu.edu.ru/ido>.
4. Холодов А. П. Повышение эффективности рабочих процессов землеройно-транспортных машин циклического действия за счет использования гидроаккумулирующей системы: автореф. на соискание ученой степени канд. техн. наук: 05.05.04 «Машины для земляных, дорожных и лесотехнических работ» / А. П. Холодов. – Х., 2013. – 20 с.
5. Хмара Л.А. Применение аккумуляторов потенциальной энергии в строительных машинах (на примере одноковшового экскаватора) / Л.А. Хмара // Строительство. Материаловедение. Машиностроение: сб. науч. тр. – 2005. – Вып. 33. – С. 17–33.
6. Хмара Л. А. Распределение силовых потоков в рабочем цикле землеройно-транспортных машин, оснащенных гидроаккумулирующей системой / Л.А. Хмара, А. П. Холодов // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. – 2012. – Вып. 57. – С. 166–173.
7. Холодов А. П. Аккумуляция энергии в рабочем цикле бульдозеров / А. П. Холодов // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини: всеукр. міжвід. зб. наук. пр. – 2012. – Вып. 78. – С. 63 – 68.
8. Хмара Л. А. Повышение эффективности бульдозера путем использования гидроаккумулирующей системы / Л. А. Хмара, А. П. Холодов // Строительные и дорожные машины и оборудование. – 2012. – №3. – С. 33–37.

Рецензент: А.В. Бажинов, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 16 июня 2014 г.