Журнал выходит при информационной поддержке АМО ЗИЛ, ОАО "КАМАЗ", ОАО "МАЗ", ОАО "МЗКТ", АЗ "Урал"

Учредитель
ООО "Издательство Машиностроение"

Зам. главного редактора
И. А. Хороманская

Редакционный совет

Д. Х. Валеев
М. С. Высоцкий
Ю. М. Захарик
В. А. Зорин
Н. А. Иващенко
Л. Г. Красневский
В. В. Корсаков
А. С. Кузнецов
В. Г. Мазепа
В. А. Марков
В. Ф. Платонов
Г. Н. Рейзина
Е. Л. Рыбин
Г. А. Синеговский
А. Ф. Синельников
В. С. Устименко
Х. А. Фасхиев
Н. Д. Чайнов

Корпункты:
в Республике Беларусь
(г. Минск), Я. Е. Карповский
Тел.: (10-375-17) 214-33-71, 217-90-38
в Украине (г. Харьков),
В. Г. Дьяченко
Тел. (10-380-572) 707-68-48

Адрес редакции
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел. (499) 269-49-97
E-mail: grouzovik@mashin.ru
http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел. (499) 268-38-58

Подписной индекс:
по каталогу "Роспечать" 72145,
по объединенному каталогу
"Пресса России" 41302,
по каталогу "Почта России" 60262

© ООО "Издательство Машиностроение", "Грузовик", 2010

Перепечатка материалов из журнала "Грузовик" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал "Грузовик" обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Грузовик
с приложением

Ежемесячный научно-технический и производственный журнал

В номере

Конструкция

2 *Драгунов Г. Д., Яковлев П. В.* Влияние усилия, приложенного к механизму управления раздаточной коробки новой схемы, на время переключения и динамическую нагруженность трансмиссии

10 *Максименко А. Н.* Расширение этапа эксплуатации жизненного цикла гидрофицированных строительных и дорожных машин

17 *Захарик Ю. М., Захарик А. М., Третьяк Д. В.* Высокоэффективные тормозные системы на основе дисковых тормозных механизмов с обратной связью

Исследование. Расчет

24 *Шатров М. Г., Яковенко А. Л.* Исследование изменения структурного шума двигателя 8ЧН 12/12 от рабочего процесса и перекладок поршней при варьировании скоростного режима и коэффициента короткоходности

Технология

30 *Веселовский А. А., Веселовский Р. А.* Определение критической толщины ванадиевого, марганцевого и хромового покрытий на высокопрочном чугуне В460 в узлах трения скольжения

Испытания

34 *Котиев Г. О., Жирный Р. И., Смирнов А. А., Горелов В. А.* Исследования вездеходной колесной техники в условиях Крайнего Севера

Экология

38 *Камалтдинов В. Г., Марков В. А.* Влияние температуры огневой поверхности цилиндра на процесс сгорания и показатели рабочего цикла HCCI двигателя

48 *Abstracts of articles*

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

12'2010

УДК 629.113

Г. Д. Драгунов,
д-р техн. наук,
П. В. Яковлев,
канд. техн. наук
Южно-Уральский гос. ун-т
(г. Челябинск)
E-mail: pv_jk@mail.ru

Влияние усилия, приложенного к механизму управления раздаточной коробки новой схемы, на время переключения и динамическую нагруженность трансмиссии

Рассмотрены вопросы синтеза механической ступенчатой передачи с новыми свойствами. Представлена схема раздаточной коробки с возможностью переключения на ходу. Приведены результаты исследования влияния усилия, приложенного к механизму управления передачей, на динамическую нагруженность трансмиссии полноприводного автомобиля.

Ключевые слова: *полноприводный автомобиль, синтез передачи, новая схема, раздаточная коробка, усилие для переключения, нагруженность в трансмиссии.*

Введение. Вопрос динамики грузового автомобиля является весьма актуальным и в настоящее время. Сделать автомобиль более динамичным можно, используя двигатель большей мощности или за счет применения трансмиссии, обеспечивающей регулирование крутящего момента в широком диапазоне передаточных чисел и позволяющей производить такое регулирование (переключение передач) за весьма короткое время. Однако увеличение удельной мощности ведет к необоснованному повышению расхода топлива, снижению экологичности. Рациональным методом является улучшение характеристик процесса переключения передач в трансмиссии. На современных грузовых автомобилях применяются механические ступенчатые регуляторы крутящего момента: коробки передач, а в случае полноприводного автомобиля (ППА) — еще и раздаточные коробки (РК). При этом использовать решения из мира легковых автомобилей: переключение с помощью кулачковых муфт, применение коробок передач с преселективным переключением, вариаторов и гидротрансформаторов — не всегда возможно по экономическим соображениям, но чаще по причине так называемого "масштабного фактора".

Единственным способом повышения динамики переключения передач является сокращение времени на сам процесс переключения. Такое сокращение времени достигается путем увеличения скорости включения и необходимого для этого усилия на механизме управления. Но в классической "осевой" схеме переключения время включения ограничивается работой синхронизаторов. В условиях коробки передач грузового автомобиля, когда необходимо выровнять угловые скорости шестерен массой до нескольких килограмм, время переключения может достигать нескольких секунд. Более того, конструкции РК полноприводных грузовых автомобилей не имеют синхронизаторов, а безаварийное переключение в них гарантируется заводом-изготовителем только на остановленном автомобиле. Таким образом, на основе накопленного опыта эксплуатации таких механизмов можно сформулировать базовые требования, которые необходимо реализовать при синтезе передач с несколькими передаточными отношениями и которые

позволят создать механизмы с новыми свойствами:

1. Обеспечение переключения передач без разрыва потока мощности и передаваемого крутящего момента. Такой процесс переключения позволит улучшить динамические характеристики машин и механизмов и осуществить новые технологические процессы на базе этих характеристик.

2. Использование для переключений передач звена, находящегося под воздействием сил и моментов, действующих в механизме и способных осуществлять его перемещение в нужном направлении в требуемый момент времени. Выполнение этого требования обеспечит благоприятные условия для автоматизации процесса переключения передач в механизме.

3. Обеспечение переключения передач без разрыва кинематической связи в механизме и передачу угловых или линейных перемещений с заданным коэффициентом трансформации во время переходного процесса переключений. Это позволит получить на базе эвольвентных передач механизмы с принципиально новыми кинематическими свойствами.

4. Ввод зубчатой пары в зацепление при включении передачи по полной линии контакта так же, как это происходит при работе зацепления в нормальном режиме. Это создает благоприятные условия для обеспечения работоспособности механизма по условиям механической нагруженности.

Решение обозначенной задачи для любого произвольного числа переключаемых передач можно свести к созданию модуля из двух соседних передач, поскольку при переключениях в любом механизме каждый раз работает один из таких модулей. Механизм, имеющий n передач, образован $n - 1$ модулями.

Синтез схемы РК для безостановочного переключения передач. Синтезируем механизм, образованный одним входным звеном, одним выходным звеном и n-звеньями переключения по числу n передач. Входное звено образовано входным валом с зафиксированными на нем n зубчатыми колесами по одному для каждой передачи. Выходное звено образовано выходным валом с зафиксированными на нем n ведомыми зубчатыми колесами, каждое из которых соответствует одному из зубчатых колес входного вала и образует с ним одну передачу. Входной и выходной валы имеют параллельные и неподвижные оси. В таком механизме выполнить четвертое требование по включению передачи зацеплением зубьев по полной линии контакта возможно только изменением межосевого расстояния, а по условию неподвижности осей валов изменить межосевое расстояние можно только введением в зацепление промежуточной шестерни с подвижной осью.

Применение промежуточной шестерни с подвижной осью позволяет выполнить второе требование о возможности использования действующих в зацеплении сил и моментов для перемещения звена включения—выключения передачи как основы для автоматизации переключений. Для этого дополнительно необходимо, чтобы реакции от сил и моментов, действующих в зацеплении промежуточной шестерни и на ее ось, были замкнуты на вал входного или выходного звена. Таким образом, ось промежуточной шестерни должна при переключении совершать вращательное движение вокруг оси или входного или выходного звена.

Для выполнения первого требования неразрывности потока мощности необходимо определенным образом выбрать угловой сдвиг взаимного расположения осей промежуточных шестерен (ПШ) рядом расположенных передач. Все оси ПШ должны быть жестко связаны между собой и перемещаться синхронно. При повороте осей ПШ включенной передачи выходит из зацепления вследствие увеличения межосевого расстояния, а ПШ ранее выключенной передачи входит в зацепление за счет уменьшения межосевого расстояния. Во время этого процесса переключения в обоих зацеплениях возникает увеличенный боковой зазор, причем

в выключаемой передаче зазор увеличивается, а во включаемой уменьшается. Свободное перемещение осей ПШ дает механизму дополнительную степень свободы. Поэтому можно переключить передачи без разрыва потока мощности и крутящего момента.

Для выполнения третьего требования о неразрывности кинематической связи при переключении необходимо так выбрать параметры эвольвентных зацеплений и взаимного расположения ПШ, чтобы суммарный боковой зазор в переключаемых зацеплениях находился в допустимых пределах по величине неразрывности для данного механизма.

Дополнительными звеньями в механизме должно быть *n* фиксаторов положения осей ПШ, соответствующих включению каждой передачи. Перечисленный набор звеньев, их взаимное расположение, связи и взаимодействие образуют кинематическую схему механизма многоступенчатой передачи с заданными свойствами.

На рис. 1, а представлена конструкция разработанной РК автомобиля типа автомобиля УРАЛ

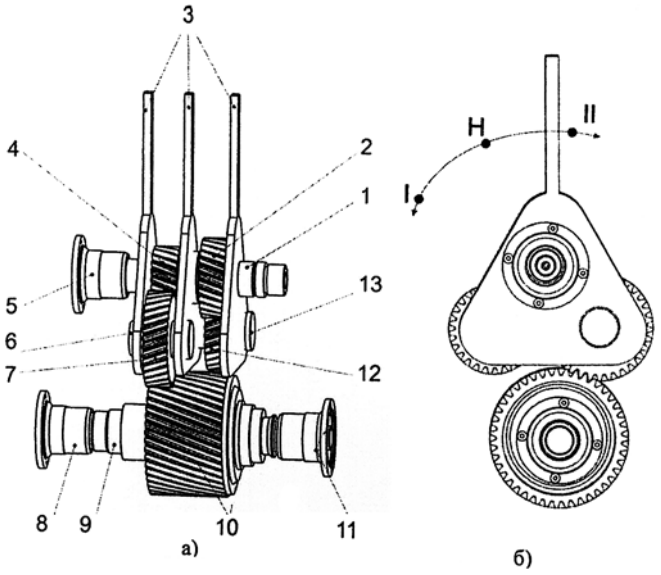


Рис. 1. Основные элементы и способ переключения новой РК:

1 — ведущий вал; 2 — ведущая шестерня повышенной передачи; 3 — пластины водила; 4 — ведущая шестерня пониженной передачи; 5 — фланец привода от двигателя; 6, 13 — оси ПШ; 7, 12 — ПШ; 8 — фланец привода переднего места; 9 — выходной вал; 10 — коронная шестерня межосевого дифференциала; 11— фланец привода заднего моста; I — повышенная передача; II — пониженная передача; H — нейтральная передача

с переключением передач изменением межосевого расстояния, которое имеет ряд особенностей:

1. Первичный контакт шестерен включаемой передачи происходит по полной линии зацепления зубьев.

2. Крутящий момент через зубчатое зацепление начинает передаваться только при зафиксированном механизме управления переключением, т. е. когда шестерни включаемой передачи выйдут на расчетное межосевое расстояние.

3. Скорость включения передачи определяется усилием на рычаге управления.

4. Отпадает необходимость в синхронизаторах для выравнивания угловых скоростей шестерен включаемой передачи.

5. Возможность переключения передач "под нагрузкой", т. е. без выжима сцепления.

6. Легкость автоматизации привода переключения передач.

7. Ввиду изначально различной угловой скорости шестерен включаемой передачи не возникает проблема с "утыканием" головок зубьев при переключении.

Предлагаемая РК, так же как и серийная, имеет две передачи: повышенная (включены шестерни 12 и 10), пониженная (включены шестерни 7 и 10); и нейтральная передача. Управление переключением осуществляется через верхние штыри на пластинах 3. Нейтральная передача включается, когда промежуточные шестерни 12 и 7 не находятся в зацеплении с коронной шестерней межосевого дифференциала 10. Переключение производится перемещением рычага из положения II — пониженная передача (рис. 1, *б*), через "нейтраль" H в положение I — повышенная передача.

Для выбора и фиксации включенной передачи в РК разработан механизм управления (рис. 2). Переключение передачи в направлении с повышенной на пониженную происходит принудительно путем поворота рычага управления 11 силой F2 вокруг шарнира 10 и вывода его из паза A фиксирующего механизма, последующего поворота рычага 11 вокруг неподвижной оси 13 под действием силового элемента 14 и соответствующего перемещения (обкаткой по ведущим шестерням) блока ПШ вокруг оси ведущего вала, ввода рычага 11 силой F1 в паз B фиксирующего механизма. При этом одна из переключаемых шестерен выходит из зацепления, а другая при дальнейшем повороте блока ПШ входит в зацеп-

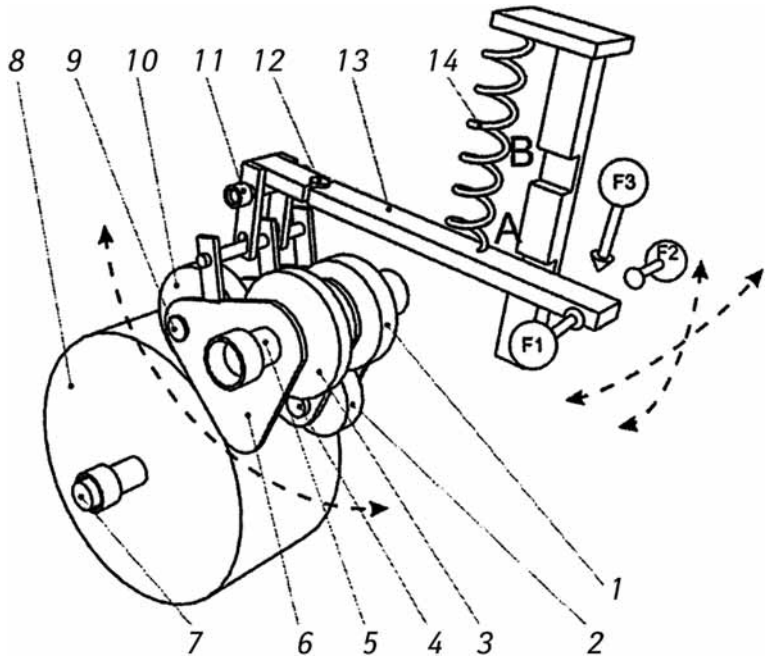


Рис. 2. Механизм переключения передач в новой РК.

1, 3 — ведущие шестерни пониженной и повышенной передач соответственно; 2, 10 — ПШ пониженной и повышенной передач соответственно; 4, 9 — оси ПШ; 5 — входной вал; 6 — пластина блока ПШ; 7 — выходной вал; 8 — межосевой дифференциал; 11 — неподвижная ось; 12 — шарнир; 13 — рычаг управления; 14 — силовой элемент

ление с коронной шестерней межосевого дифференциала, т. е. происходит переключение с зазором. Обратное переключение происходит при помощи силы F3.

Влияние приложенного к механизму управления РК усилия на время переключения и динамическую нагруженность трансмиссии. Переключение передач в представленной РК целесообразно производить в определенных "силовых" режимах трансмиссии, когда силы, действующие в зацеплении зубчатых колес, способствуют, а не препятствуют переключению.

Время переключения передач в предлагаемой РК является функцией внешнего усилия, приложенного к механизму управления, выраженного через внешний момент $M_в$, приложенный к блоку ПШ, и силы сопротивления движению, выраженной через коэффициент сопротивления качению f:

$$t_п = \Phi(M_в, f). \qquad (1)$$

Для анализа процессов, происходящих в трансмиссии автомобиля при переключении передач в РК без остановки автомобиля, была составлена математическая модель, описывающая влияние крутящего момента двигателя на динамику процесса переключения передач, а также влияния на нее силовых и кинематических параметров движения, характеризующих режим переключения.

При разработке расчетной схемы трансмиссии ППА и конструкции РК, обеспечивающей переключение в движении, приняты следующие допущения:

1) Трансмиссия автомобиля представляет систему, состоящую из масс, соединенных упругими связями, и не содержащую фрикционные элементы.

2) Источниками внешних возмущающих воздействий на трансмиссию являются двигатель автомобиля и силы сопротивления движению.

3) Влиянием аэродинамических, гидродинамических сил и сил внутрижидкостного трения в масле редукторов трансмиссии пренебрегается.

4) Рассматриваются нагрузки, возникающие в трансмиссии автомобиля при переключении РК за время переключения $0{,}05 \leqslant t_п \leqslant 1{,}0$ с в различных условиях движения автомобиля.

5) Массы деталей РК, участвующих в переключении передач, несмотря на сравнительно малую величину, рассматриваются отдельно, а не объединяются с другими элементами трансмиссии.

6) Переключение передач в РК происходит без выключения сцепления принудительно за счет сил, приложенных к механизму при работе двигателя на режиме реализации максимального крутящего момента.

Предварительный анализ кинематической схемы автомобиля типа автомобиля УРАЛ позволил выделить звенья,

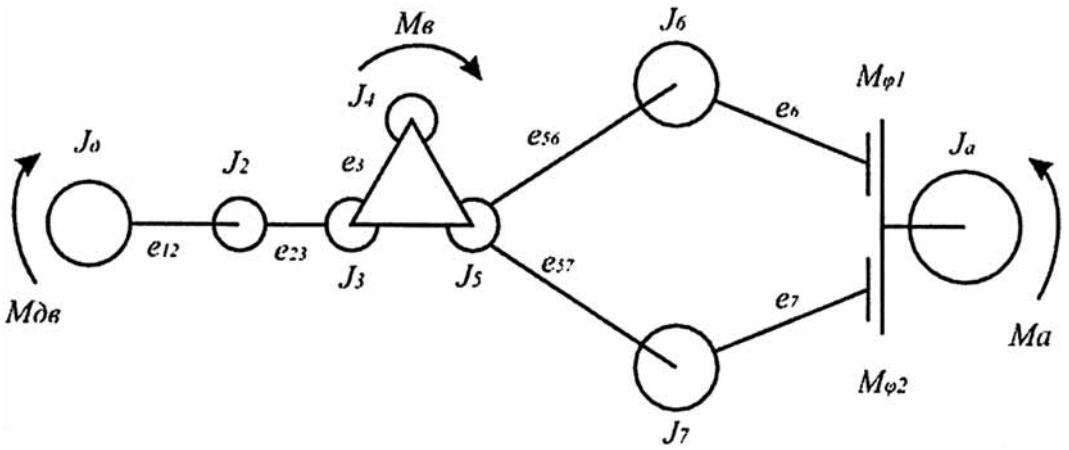


Рис. 3. Приведенная динамическая система:

$J_д$ — момент инерции движущихся масс двигателя, маховика и ведущих элементов фрикционного сцепления; J_a — момент инерции поступательно движущегося автомобиля; J_2 — приведенный момент инерции к выходному валу КП; J_3 — момент инерции первичного вала и шестерен привода РК; J_4 — приведенный момент инерции блока переключаемых шестерен РК; J_5 — приведенный момент инерции межосевого дифференциала с ведомыми валами РК; J_6 — приведенный момент инерции среднего и заднего мостов с приводом; J_7 — приведенный момент инерции переднего моста с приводом; e_{12} — приведенная податливость элементов трансмиссии к выходному валу КП; e_{23} — приведенная податливость элементов трансмиссии к первичному валу РК; e_3 — податливость блока переключаемых шестерен; e_{56} — приведенная податливость элементов привода среднего и заднего мостов к первичному валу РК; e_{57} — приведенная податливость элементов привода переднего моста к первичному валу РК; e_6 — приведенная податливость шин задней тележки: e_7 — приведенная податливость шин переднего моста $M_{\varphi 1}$ — момент сцепления колес среднего и заднего мостов с дорогой; $M_{\varphi 2}$ — момент сцепления колес переднего моста с дорогой; $M_{дв}$ — крутящий момент двигателя; $M_а$ — крутящий момент от сил сопротивления движению ППА

имеющие малую массу, которые почти не влияют на динамику процесса. Такими звеньями пренебрегали. Массы, вращающиеся вхолостую, объединялись и присоединялись к массам, которые участвовали в передаче крутящего момента. Дальнейшее упрощение динамической системы проводилось методом парциальных частот. Таким образом, получена восьмимассовая система, приведенная к первичному валу раздаточной коробки (рис. 3).

Процесс переключения передач в новой РК можно разделить на три этапа: 1-й этап начинается в момент расстопорения блока ПШ и заканчивается в момент выхода переключаемой шестерни выключаемой передачи из зацепления с выходным валом; 2-й этап начинается в момент входа в зацепление с выходным валом переключаемой шестерни включаемой передачи и заканчивается в момент стопорения блока ПШ — начинается 3-й этап.

Система уравнений математической модели для 1-го и 2-го этапов процесса переключения с параметрами динамической схемы, приведенными к коленчатому валу двигателя (обозначения параметров см. рис. 3), φ_i — угловое перемещение соответствующей маховой массы J_i:

$$\left.\begin{aligned}
&J_д\ddot{\varphi}_д + \frac{1}{e_{12}}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{дв};\\
&J_2\ddot{\varphi}_2 - \frac{1}{e_{12}}(\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{1}{e_{23}}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0;\\
&J_3\ddot{\varphi}_3 + \frac{(\varphi_3 + a\varphi_5 - (1+b)\varphi_4)\dfrac{1}{e_3 e_5}}{\dfrac{1}{e_5} + a^2\dfrac{1}{e_3}} = \frac{1}{e_{23}}(\varphi_2 - \varphi_3);\\
&J_4\ddot{\varphi}_4 - \frac{(\varphi_3 + a\varphi_5 - (1+b)\varphi_4)\dfrac{1}{e_3 e_5}}{\dfrac{1}{e_5} + a^2\dfrac{1}{e_3}} = M_в;\\
&J_5\ddot{\varphi}_5 + \frac{(\varphi_3 + a\varphi_5 - (1+b)\varphi_4)\dfrac{1}{e_3 e_5}}{\dfrac{1}{e_5} + a^2\dfrac{1}{e_3}} = \frac{1}{e_{56}}(\varphi_5 - \varphi_6) +\\
&+ \frac{1}{e_{57}}(\varphi_5 - \varphi_7);
\end{aligned}\right\} \quad (2)$$

$$J_6\ddot{\varphi}_6 - \frac{1}{e_{56}}(\varphi_7 - \varphi_6) = 0;$$

$$J_7\ddot{\varphi}_7 - \frac{1}{e_{57}}(\varphi_5 - \varphi_7) = 0;$$

$$J_a\ddot{\varphi}_a - \frac{1}{e_7}(\varphi_7 - \varphi_a) - \frac{1}{e_6}(\varphi_6 - \varphi_a) + \\ + M\varphi_1 + M\varphi_2 + M_a = 0,$$

где b — передаточное отношение солнечная шестерня — эпициклическая шестерня при заторможенном блоке переменных шестерен для планетарного механизма с плоским одновенцовым сателлитом; a — передаточное отношение шестерни межосевого дифференциала и шестерни входного вала.

На 3-м этапе в четвертом уравнении, описывающем поведение блока ПШ, добавляется величина $C_4\varphi_4$, характеризующая реактивное звено, а величина $M_в$, описывающая усилие на рычаге управления, принимает нулевое значение.

С помощью математической модели при постоянном крутящем моменте двигателя и направлении переключения на пониженную передачу, задаваясь различными значениями M_a, выраженного через коэффициент сопротивления качению f, и $M_в$, были получены значения $t_п$, представленные на рис. 4. Как видно, данная зависимость линейная. При этом снижение значения f ведет к увеличению $M_в$, необходимого для переключения за заданное время. Пересечения графиков с осью ординат свидетельствуют о наиболее благоприятных условиях переключения с точки зрения наименьшего значения прилагаемого момента $M_в$. Полученная зависимость объясняется тем, что в момент переключения блок ПШ имеет дополнительную степень свободы и, находясь под воздействием противоположно направленных сил (сила сопротивления движению и крутящий момент двигателя), производит самостоятельный поворот в сторону наибольшего силового воздействия. При этом задание нужного направления переключения и времени переключения производится третьей силой, приложенной к рычагу управления, которая при значительном неравенстве силы сопротивления движению и крутящего момента двигателя может достигать

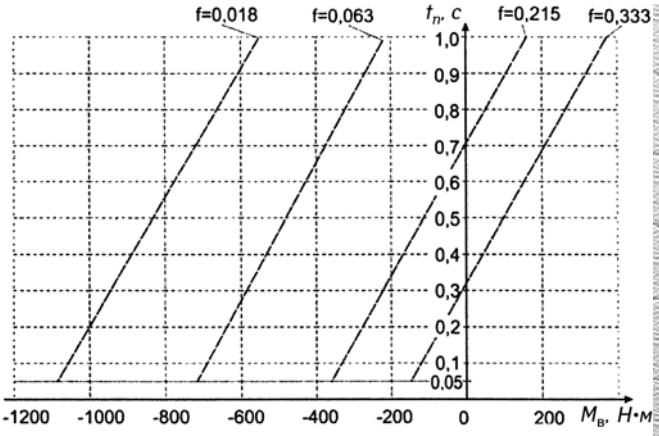


Рис. 4. Зависимость времени переключения передач в РК $t_п$ от момента, приложенного к блоку ПШ $M_в$ при различных f

существенных значений. Кроме того, управляющее воздействие может менять направление, что отображено в виде знака перед значением $M_в$.

Как видно из рис. 4, к избирательному механизму можно приложить такое усилие, при котором переключение в предлагаемой схеме РК можно производить за время $t_п < 0{,}1$ с, и получить при этом весьма высокие показатели динамики автомобиля.

Однако такое время переключения определяет значительные динамические нагрузки, действующие на элементы трансмиссии, обусловленные моментами инерции деталей РК, участвующих в переключении.

В момент разрыва потока мощности при движении ППА в сложных дорожных условиях сила сопротивления движению будет снижать скорость автомобиля, что при переключении передачи в РК в направлении с повышенной на пониженную будет благоприятно влиять на снижение динамического момента в трансмиссии, а при переключении в обратном направлении — неблагоприятно. На рис. 5 показаны зависимости динамического момента в трансмиссии $M_{дин}$ времени $t_п$ переключения передач в РК в направлении с повышенной передачи на пониженную. Динамический момент обусловлен соединением двух участков транс-

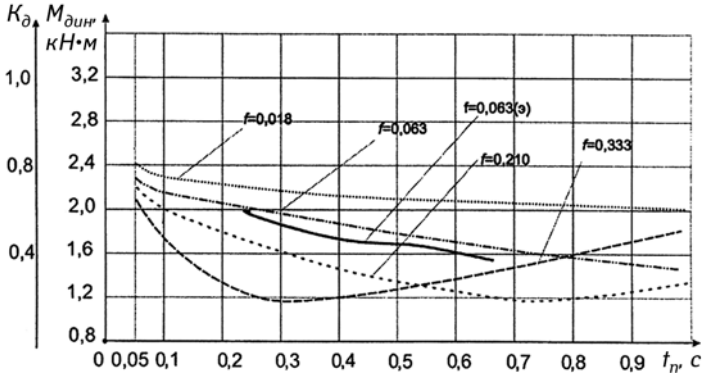


Рис. 5. Зависимость динамического момента $M_{дин}$ в трансмиссии при переключении передач с повышенной на пониженную в РК от времени переключения $t_п$ при различных f

миссии, движущихся с разными угловыми скоростями при приведении к одному валу. В нашем случае этими участками являются, с одной стороны, маховая масса двигателя и деталей трансмиссии, включая блок ПШ, с другой стороны, — это маховая масса автомобиля и деталей трансмиссии, включая межосевой дифференциал РК. С использованием составленной математической модели были проведены расчеты при различных значениях времени переключения передач в РК во время движения автомобиля.

Как видно, увеличение времени переключения передач в РК при повышении значения сил сопротивления качению, выраженных через коэффициент f, ведет к снижению $M_{дин}$ до определенной величины. Например, при движении с $f = 0{,}018$ увеличение $t_п$ незначительно влияет на $M_{дин}$, а при увеличении f до 0,21 $M_{дин}$ за время $t_п = 1{,}0$ снижается почти в 4 раза. Но при $f = 0{,}333$ увеличение $t_п$ более чем 0,3 с приводит к тому, что значение $M_{дин}$ вновь начинает возрастать.

Для сохранения высоких тягово-скоростных значений ППА при малых величинах $M_{дин}$ наиболее приемлемым временем переключения передач в РК с повышенной на пониженную при движении в сложных дорожных условиях (до $f = 0{,}333$) является 0,3 с.

Общепринятой практикой в машиностроении для оценки и сравнения степени нагруженности деталей трансмиссий автомобилей при различных режимах эксплуатации является использование коэффициента динамичности. Различные авторы по-разному трактуют этот коэффициент. Будем понимать под коэффициентом динамичности отношение динамического крутящего момента в трансмиссии $M_{дин}$ (берется по осциллограммам), приведенного через передаточное отношение i к коленчатому валу двигателя, к максимальному крутящему моменту двигателя $M_{д\max}$:

$$K_д = \frac{M_{дин}}{M_{д\,\max}}.$$

В качестве критерия сравнения нагруженности трансмиссии ППА используем значение коэффициента динамичности на режиме "броска" сцепления, которое может достигать 1—2 единиц [1] и, как видно из рис. 5 и 6, $K_д$ при переключении передач в новой РК не превышает этих значений.

Рассмотрим процесс переключения передач в РК с пониженной на повышенную (рис. 6) во время движения автомобиля.

Силы сопротивления движению в момент переключения также будут тормозить автомобиль. Чем больше время переключения, тем большую скорость потеряет ППА. При этом разность угловых скоростей соединяемых участков трансмиссии будет увеличиваться и иметь наибольшее значение при остановленном автомобиле. Динамический момент, возникающий при включении передачи в РК, может достигать величин, сравнимых с $M_{дин}$ на режиме высокого темпа включения муфты сцепления [3].

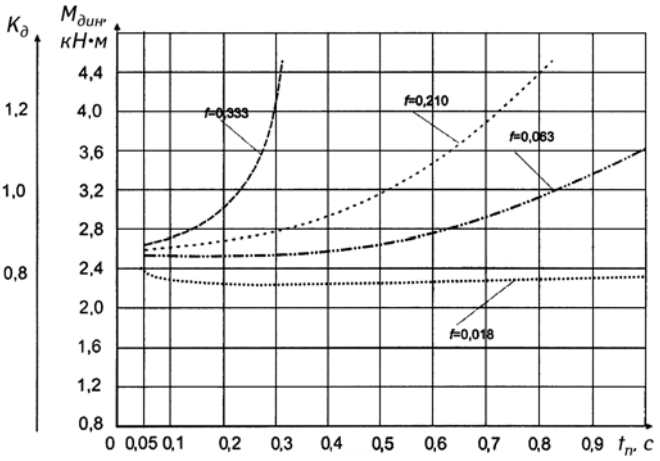


Рис. 6. Зависимость динамического момента $M_{дин}$ в трансмиссии при переключении передач с пониженной на повышенную в РК от времени переключения $t_п$ при различных f

В этом случае для сохранения высоких тягово-скоростных значений ППА при малых величинах $M_{дин}$ наиболее приемлемым временем переключения передач в РК при движении в сложных дорожных условиях (до $f = 0{,}333$) является 0,1 с.

Вывод. Установленная взаимосвязь времени переключения $t_п$ от силы сопротивления движению, выраженной через безразмерный коэффициент сопротивления качению f, и управляющего момента $M_в$ имеет четко линейный характер и позволяет подобрать необходимые параметры управления (величина и направление управляющего момента $M_в$) переключением передач в РК ППА за заданное минимальное время без его остановки. Разработанный алгоритм управления РК в исследуемом диапазоне времени переключения ($t_п = 0{,}05—1{,}0$ с) обеспечивает переключение РК на ходу с допустимой нагруженностью трансмиссии ППА и заключается:

а) в увеличении времени $t_п$ при переключении передач в РК с повышенной на пониженную;

б) в уменьшении времени $t_п$ при переключении передач в РК с пониженной на повышенную.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Проектирование** полноприводных колесных машин: В 3 т. Т. 1. Учеб. для вузов / Б. А. Афанасьев, Б. Н. Белоусов, Г. И. Гладков, и др.; Под общ. ред. А. А. Полунгяна. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. — 496 с.
2. **Скотников, В. А.** Проходимость машин [Текст] / В. А. Скотников, А. В. Пономарев, А. В. Климанов. Мн.: Наука и техника, 1982. — 328 с.
3. **Конструирование** и расчет колесных машин высокой проходимости: учебник для втузов. Под общ. ред. Н. Ф. Бочарова, И. С. Цитовича. — М.: Машиностроение, 1983.

Вниманию читателей!

ООО "ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ"

принимает подписку на журналы на 2011 г.

При подписке через издательство Вы

- получите журналы с первого номера;
- сэкономите на стоимости почтовой доставки;
- узнаете о новых книгах и журналах издательства.

Постоянным подписчикам предоставляется скидка на подписку и публикацию рекламных объявлений.

Присылайте заказ и обращайтесь за дополнительной информацией

в отдел продаж, маркетинга и рекламы

107076, г. Москва, Стромынский пер., д. 4

Тел.: (499) 269-66-00, 269-52-98; факс (499)269-48-97

E-mail: realiz@mashin.ru; www.mashin.ru

УДК
625.8:621.45.017

А. Н. Максименко,
канд. техн. наук,
доц., проф.,
Белорусско-Российский
университет
(г. Могилев)
E-mail:
maksimenko-bru@
yandex.ru

Расширение этапа эксплуатации жизненного цикла гидрофицированных строительных и дорожных машин

Рассмотрены факторы, повышающие эффективность этапа производственной и технической эксплуатации жизненного цикла гидрофицированных строительных и дорожных машин (СДМ).

Ключевые слова: *эксплуатация, гидропривод, агрегатный ремонт, прибыль, жизненный цикл.*

Введение

В международных стандартах серии ИСО 9000 введено понятие жизненного цикла изделия с фиксированными этапами, на каждом из которых решаются задачи для получения максимального эффекта при его изготовлении и эксплуатации. Реализация этих задач предусматривает сокращение этапов изготовления, доставки, монтажа, обкатки и утилизации машины при достаточном качестве работ и увеличение оптимального этапа производства и технической эксплуатации. Качество машины, заложенное при проектировании и изготовлении, реализуется показателями надежности, характеризующими ее работоспособность, которая зависит также от условий и режимов работы, выполнения принятой системы технических обслуживаний и ремонтов и других факторов воздействия.

Современный уровень развития науки и техники позволяет достичь любых показателей качества производства техники. Однако повышение ее качества должно производиться на основе общей заинтересованности производителя и потребителя. Получение максимального эффекта за жизненный цикл определяется суммарными затратами на этап изготовления и на этап эксплуатации с учетом максимального объема выполнения полезной работы.

Оптимальное распределение ресурсов при создании и эксплуатации машины определится максимальной прибылью за этап эксплуатации с учетом влияния важнейших факторов.

Основные факторы, определяющие продолжительность этапа эксплуатации жизненного цикла СДМ

Важнейшим фактором, определяющим продолжительность этапа эксплуатации, является надежность. Для повышения показателей надежности (коэффициента технического использования, ресурса, вероятности безотказной работы и др.) на этапе эксплуатации машины необходимо информацию о нем учитывать с этапа проектирования до окончания эксплуатации с установлением обратной связи между предприятиями, эксплуатирующими технику и производящими ее. Причем необходимая надежность закладывается при изготовлении деталей, их сборки, доводки, а также при использовании других показателей технологического процесса, позволяющих увеличивать ресурс изделия и сокращать трудоемкость работ по поддержанию и восстановлению его работоспособности.

Анализ показателей надежности гидрофицированных машин показывает, что самая низкая вероятность безотказной работы наблюдается у гидропривода [1] (более 50 % отказов от общего количества). Исследования автора [2] подтверждают также, что вероятность без-

отказной работы гидропривода в целом погрузчика Амкадор-332 при наработке 1000 моточасов оказалась самой низкой и составила 0,4.

Важнейшими факторами, лимитирующими наработку до отказа гидронасосов, гидродвигателей и аппаратуры управления, является количество механических примесей в рабочей жидкости (РЖ) и их размеры. Заложив при проектировании тонкость очистки РЖ менее 5 мкм и максимальную наработку до ее замены с учетом рекомендуемой технологии, можно обеспечить работоспособность основных элементов гидропривода на протяжении ресурса машины (фирма JSB обеспечивает тонкость очистки РЖ 1,5 мкм с наработкой до ее замены 6000 моточасов, что позволяет стабилизировать техническую производительность на этапе эксплуатации). Заложенные параметры работоспособности на этапе проектирования и изготовления машины обеспечивают эксплуатацию в соответствии с ее функциональным назначением. Продолжительность этапа эксплуатации машины определяется не только качеством изготовления, но и динамикой изменения основных выходных параметров (производительности, себестоимости машиночаса, количества рабочего времени).

С увеличением наработки машины с начала эксплуатации эти параметры значительно изменяются [2] и достигают предельных значений, при которых дальнейшее ее использование нецелесообразно.

Рациональная эксплуатация может быть продлена при поддержании работоспособности машины в соответствии с рекомендациями производителя и организации, занимающейся ее восстановлением. При этом следует учитывать предлагаемые методы ремонта и диагностики [3]. Часовая эксплуатационная производительность машины зависит от внутрисменного режима работы, количество рабочего времени — от продолжительности технических обслуживаний и ремонтов (ТОР), а себестоимость машиночаса — от принятой системы ТОР и уровня ее реализации.

При планировании и организации эксплуатации машины важно учитывать влияние всех этих факторов на выбранный показатель эффективности ее использования.

В международной практике при оценке эффективности эксплуатации СДМ отсутствуют единые рекомендации по применяемым технико-экономическим показателям (ТЭП) и методики их определения. Это объясняется сложностью учета качества изготовления, затрат на поддержание и восстановление работоспособности СДМ и динамики изменения выходных параметров на всех этапах их эксплуатации.

Многие авторы [4—8] предлагают применять комплексный показатель оценки эффективности использования СДМ — прибыль, которую важно определять с учетом показателей надежности, внутрисменного режима работы и динамики изменения технической производительности машины от ее наработки с начала эксплуатации, экономии строительных и эксплуатационных материалов при применении ресурсосберегающих технологий (рис. 1).

В структурной схеме внутри стрелок приведены критерии, а в овалах — факторы, которые они учитывают. Наработка машины с начала эксплуатации будет влиять на затраты для проведения ТО и ТР через комплексный показатель надежности — коэффициент технического использования ($K_{ти}$), затраты на энергоносители — через коэффициент использования ресурса двигателя ($K_{и}$), годовой режим работы — через количество часов простоев машины в ТО и ТР, часовую эксплуатационную производительность — через коэффициент внутрисменного режима работы ($K_{п}$).

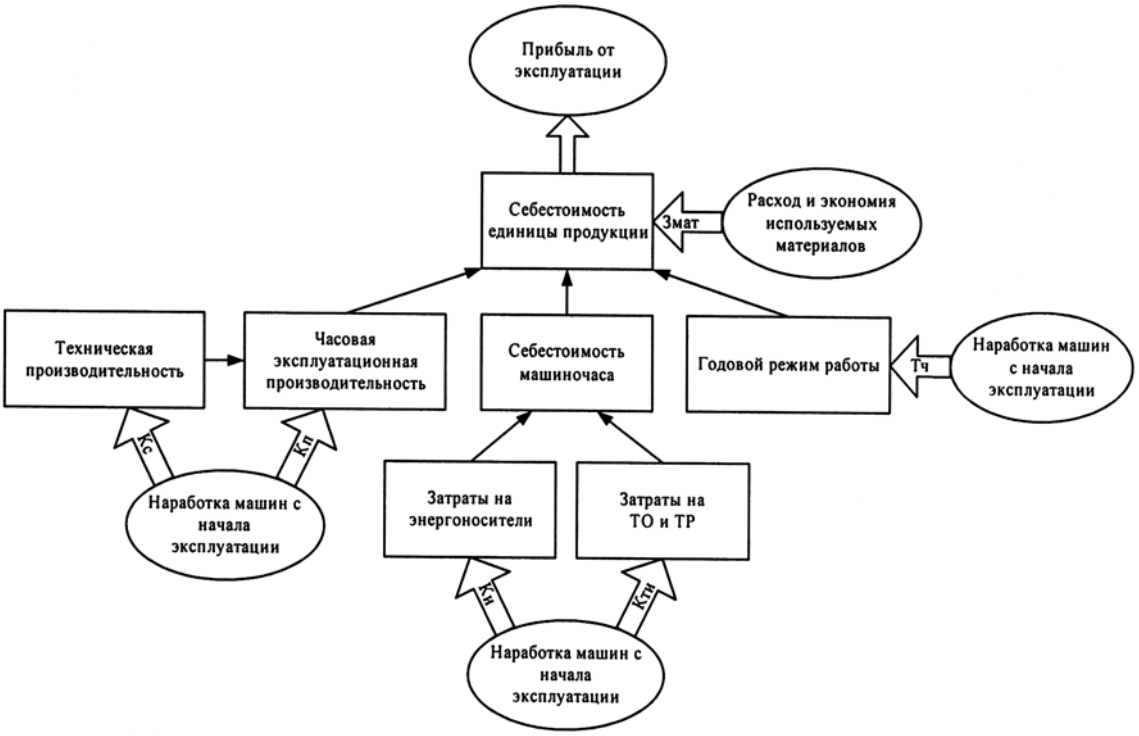


Рис. 1. Структурная схема оценки эффективности использования машин

Определение основных технико-экономических показателей СДМ с учетом наработки с начала их эксплуатации

Современный подход оценки эффективности эксплуатации СДМ предусматривает применение следующих технико-экономических показателей (ТЭП): производительности ($П_э$), себестоимости машиночаса ($С_{мч}$), годового количества рабочего времени ($Т_ч$), наработки (Н), себестоимости механизированных работ ($С_{мр}$), удельных приведенных затрат (Z) и прибыли ($П$). Причем производительность и себестоимость машиночаса составляют основу определения других технико-экономических показателей, и ошибка при их определении значительно увеличивается при оценке других показателей. Так, в процессе эксплуатации показатели $П_э$ и $С_{мч}$ изменяются на 50 % и более в зависимости от наработки СДМ с начала эксплуатации. В этом случае себестоимость $С_{мр}$ будет изменяться уже в 2,5 раза и более.

С увеличением наработки с начала эксплуатации изменяются и другие ТЭП машины. Так, количество рабочего времени зависит от комплексного показателя надежности (коэффициента технического использования), который изменяется до 30 % [2].

В существующих нормативных документах определение ТЭП производится без учета динамики их изменений в процессе старения СДМ и экономии дорогостоящих материалов при применении машин и комплектов, реализующих ресурсосберегающие технологии. И если основу разработки сметных норм и расценок на эксплуатацию СДМ должны составлять средние значения ТЭП, то при определении показателей $П_э$, $С_{мч}$, $Т_ч$, $Н$, $С_{мр}$ для планирования и организации, строительного производства отклонения фактических значений ТЭП от плановых в 2,5 раза недопустимы. Исключить такие погрешности можно при определении ТЭП эксплуатации машины с учетом ее наработки с начала эксплуатации [2].

Часовая эксплуатационная производительность СДМ может определяться по формуле:

$$П_э = П_т K_с K_п, \qquad (1)$$

где $П_т$ — техническая производительность, которая для гидрофицированных машин может уменьшаться в два раза; $K_с$ — коэффициент, учитывающий изменение технической производительности от наработки машины с начала эксплуатации (для гидрофицированных машин он изменяется в пределах 1—0,5); $K_п$ — коэффици-

ент внутрисменного режима работы, который для СДМ изменяется в пределах 0,2—0,85.

Изменения коэффициентов $K_с$ и $K_п$ от наработки машин с начала эксплуатации опубликованы в ряде работ, см., например, работы автора [12, 13].

В процессе эксплуатации машины простои в ремонтах и технических обслуживаниях (ТО) увеличиваются, что приводит к снижению годовой наработки и увеличению времени нахождения машины в ремонте. Эти показатели можно определить с достаточной точностью через коэффициент внутрисменного режима работы и коэффициент технического использования [14].

Продолжительность простоев в ТО и ремонтах (рабочие сутки) за исключением простоев в капитальных ремонтах (КР) при равенстве коэффициентов сменности ремонтного предприятия с работой на объекте может определяться по формуле

$$Д_{рем} = (Д_к - Д_п)(1 - K_{ти})K_п, \qquad (2)$$

где $Д_к$ — общее количество суток в году, сут.; $Д_п$ — продолжительность всех перерывов в работе, за исключением простоев в ТО и ремонтах, сут.

Исследования показали, что количество суток нахождения погрузчика на пневмоколесном ходу грузоподъемностью 3 т изменялось от 14 до 36 сут. в год и отражало высокую сходимость с расчетными по формуле (2).

Готовое количество рабочего времени машины при агрегатном методе ремонта с учетом влияния наработки может определяться по формуле:

$$T_ч = [(Д_к - Д_п)(1 - (1 - K_{ти})K_п) - Д_{кр}] \times \times T_{см}K_{см}, \qquad (3)$$

где $Д_{кр}$ — продолжительность простоя машины в КР при его проведении (в остальные годы $Д_{кр} = 0$), сут.; $T_{см}$; и $K_{см}$ — соответственно продолжительность смены и коэффициент сменности.

При планировании и организации технической эксплуатации СДМ годовую наработку ($H_{пл}$) в настоящее время определяют на основе усредненных значений количества рабочего времени и внутрисменного режима работы или по итогам прошедших лет. Проведенные исследования отражают значительные их изменения от наработки машины с начала эксплуатации [12].

Причем коэффициент внутрисменного режима работы (коэффициент использования машины по времени) равен коэффициенту перехода от рабочего времени к наработке при исключении работы двигателя на холостом ходу, что характерно для системы пуска его от стартера.

Исследования показали, что коэффициент внутрисменного режима работы машины зависит не только от наработки с начала эксплуатации, но и от сезона ее эксплуатации. Для учета этих влияний годовую наработку (моточас) целесообразно определять по формуле

$$H_{пл} = \sum_{i=1}^{n} H_{пл\,i}, \qquad (4)$$

где $H_{пл\,i}$ — наработка машины за i-й интервал, моточас; n — количество интервалов.

Количество интервалов n выбирается по количеству месяцев, кварталов, полугодий и сезонности эксплуатации СДМ.

Наработку за рассматриваемый интервал можно определять по выражению

$$H_{пл} = T_{ч\,i}K_п = \{(Д_{к\,i} - Д_{п\,i}) \times \times [1 - (1 - K_{ти\,i})K_{п\,i}] - Д_{кр}\} \times \times T_{см}K_{см}K_{п\,i}, \qquad (5)$$

где $Д_{к\,i}$ и $Д_{п\,i}$ — соответственно количество календарных суток и суток всех простоев и перерывов за рассматриваемый интервал за исключением простоев в ТО и текущих ремонтах; $K_{ти\,i}$ — коэффициент технического использования за рассматриваемый интервал времени; $K_{п\,i}$ — коэффициент использования внутрисменного рабочего времени за рассматриваемый интервал времени.

При использовании информационных технологий планируемая наработка за рассматриваемый интервал времени

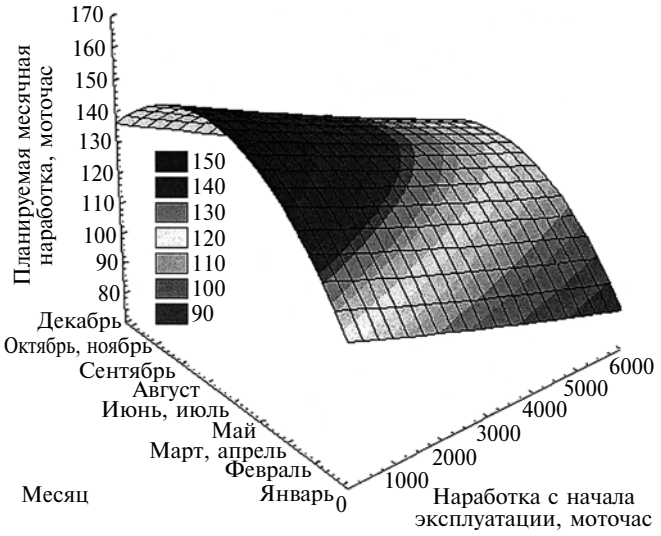


Рис. 2. Влияние сезона и наработки с начала эксплуатации погрузчика грузоподъемностью 3 т на планируемую месячную наработку

определяется вводом наработки с начала эксплуатации и планируемого режима работы. Изменение плановой наработки за месяцы в зависимости от наработки с начала эксплуатации ($H_ф$) представлено на рис. 2.

Планируемая годовая наработка, определяемая по предложенной методике, имеет высокую сходимость (ошибка не превышает 8 %) при анализе подконтрольной машины, что важно при построении годовых и месячных планов ТО и ремонтов, а также снижения себестоимости машиночаса.

Приведенная себестоимость механизированных работ может определяться по формуле

$$C_е^{пр} = \frac{C_{мч} K_н}{П_т K_с K_п}, \qquad (6)$$

где $C_{мч}$ — себестоимость 1 машиночаса машины, которая возрастает с увеличением ее наработки, руб./машиночас; $K_н$ — коэффициент накладных расходов при производстве механизированных работ.

Прибыль (руб.) получаемую после наработки окупаемости ($H_{ок}$) при использовании машины можно определять по формуле

$$П = (C_т - C_е^{пр}) П_т K_с K_п^2 K_{ти} (H - H_{ок}), \qquad (7)$$

где $C_т$ — стоимость единицы выполненной работы, которая закладывается в смету и определяется в соответствии с нормативным документом [9].

Величина прибыли до определенной наработки будет расти, а затем уменьшаться [7]. Важно в процессе эксплуатации машины определить наработку, соответствующую максимальной прибыли до капитального ремонта. Эта величина $H_{опт}$ (экономический ресурс) соответствует нулевому значению производной рассматриваемой зависимости (7). После наработки $H_{опт}$ при плановом текущем ремонте по результатам диагностики целесообразно провести агрегатный метод ремонта с заменой сборочных единиц и агрегатов, снижающих эффективность использования машины, на новые или капитально отремонтированные на специализированных предприятиях, что позволит увеличить ресурс машины и продлить этап эксплуатации жизненного цикла.

Анализ количественных изменений выходных параметров после ремонта с учетом его стоимости позволяет определять эффективность проводимых мероприятий по восстановлению работоспособности машины. Капитальный ремонт СДМ и агрегатов проводится при необходимости ремонтировать их дорогостоящие базовые детали. Проведенные исследования показали, что произойдет улучшение выходных параметров машины после капитального ремонта, но численные значения интенсивности их изменений при увеличении наработки значительно уступают начальным значениям новой машины. Получаемая прибыль после капитального ремонта может определяться, как и до ремонта, по аналогичной формуле

$$П = (C_т - C_{ер}^{пр}) П_{тр} K_{ср} K_{пр}^2 K_{тир} (H_р - H_{окр}), \qquad (8)$$

где $C_{ер}^{пр}$, $П_{тр}$, $K_{пр}$, $K_{тир}$, $K_{ср}$, $H_р$, $H_{окр}$ — обозначения те же, что и в формуле (7), но с добавлением индекса "р".

В реальных условиях эксплуатации машина может работать на различных объектах с выполнением разных технологических операций и объемов производства работ. Практически оценивать эффективность ее использования целесообразно поэтапно с определением суммарной прибыли за любые интервалы наработки.

В этом случае суммарная прибыль определяется по формуле

$$П = \sum_{i=1}^{n} П_i, \qquad (9)$$

где $П_i$ — прибыль, получаемая от использования машины в i-ом интервале наработки; n — количество рассматриваемых интервалов.

При планировании промежуточных углубленных текущих (сборочные единицы машины имеют разные ресурсы, которые требуют капитального ремонта около 0,5 ресурса машины) и капитальных ремонтов за рассматриваемые интервалы можно принимать наработки с разовыми затратами по восстановлению работоспособности машины и не входящие в текущие эксплуатационные затраты. В этом случае наработка списания машины будет соответствовать максимальной прибыли, т. е.:

$$П_{max} = \sum_{i=1}^{m} П_i, \qquad (10)$$

где m — количество углубленных текущих (средних) и капитальных ремонтов.

Численные значения наработки до списания определяются по формуле

$$H_{сп} = H + \sum_{i=1}^{k} H_{pi}, \qquad (11)$$

где H — наработка до первого КР, моточас; H_{pi} — наработка до i-го капитального ремонта; k — количество капитальных ремонтов машины за этап эксплуатации жизненного цикла, моточас.

Целесообразность проведения КР определяется минимальными удельными затратами на 1 моточас до значений $H_{опт}$ и $H_{оптр}$ по формуле

$$\frac{C_u}{H_{опт}} > \frac{C_р}{H_{оптр}}, \qquad (12)$$

где C_u — стоимость новой машины, руб.; $C_р$ — стоимость КР, руб.; $H_{опт}$ и $H_{оптр}$ — соответственно наработки максимальных значений прибыли для новой машины и после КР, моточас.

Предложенный метод определения этапа эксплуатации жизненного цикла СДМ показан на примере фронтального одноковшового погрузчика на пневмоколесном ходу грузоподъемностью 3 т (рис. 3).

Рассмотрены два варианта: без проведения углубленного текущего (среднего) ремонта с КР сборочных единиц гидропривода после наработки $H_{опт}$ (рис. 3, а) и с проведением соответствующих ремонтов (рис. 3, б).

В первом варианте продолжительность этапа эксплуатации с получением прибыли и проведением одного КР соста-

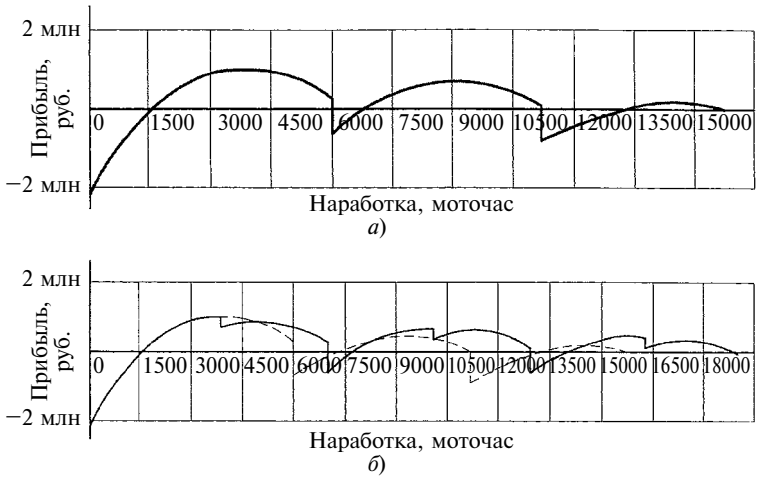


Рис. 3. Определение этапа эксплуатации жизненного цикла фронтального погрузчика на пневмоколесном ходу грузоподъемностью 3 т:

а — без проведения среднего ремонта; б — с проведением среднего ремонта

вила 11 000 моточасов, а во втором соответственно 19 000 моточасов, что указывает на необходимость поддерживать работоспособность гидропривода с более высокими выходными параметрами (коэффициента подачи, объемного КПД распределителя и гидроцилиндров) на основе агрегатного метода ремонта и диагностики без разгерметизации всех контуров гидросистемы [3].

Заключение

1. Планирование и организацию эксплуатации СДМ с получением максимальной прибыли целесообразно проводить с учетом изменений их выходных параметров (производительности, количества рабочего времени, надежности, себестоимости 1 машиночаса) на всех этапах их использования.

2. Оценку эффективности использования СДМ на этапе эксплуатации жизненного цикла важно проводить с учетом их наработки с начала эксплуатации в соответствии с приведенной структурной схемой (см. рис. 1).

3. Для расширения этапа эксплуатации жизненного цикла гидрофицированных машин необходимо поддерживать работоспособность гидропривода с более высокими выходными параметрами на основе агрегатного метода ремонта и диагностики без разгерметизации всех контуров гидросистем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Эксплуатация** подъемно-транспортных строительных и дорожных машин: учебник для студентов высш. учеб. заведений под ред. Е. С. Локшина [Текст] / А. В. Рубайлов, Ф. Ю. Керимов, В. Я. Дворковой и др.]; — М.: Издательский центр "Академия", 2007. — 512 с.
2. **Максименко, А. Н.** Влияние наработки на технико-экономические показатели строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко, Д. Ю. Макацария, В. В. Кутузов, С. Е. Кравченко, А. И. Лопатин, Г. С. Тимофеев // Грузовик, 2007 — № 2. — С. 32—36.
3. **Максименко, А. Н.** Повышение работоспособности гидропривода строительных и дорожных машин при внедрении агрегатного метода ремонта и диагностики [Текст] / А. Н. Максименко, И. В. Лесковец, В. В. Кутузов, Д. В. Бездников, Н. Н. Федосов, В. В. Сентюров // Грузовик , 2010. — № 4. — С. 5—11.
4. **Проников, А. С.** Параметрическая надежность машин [Текст] / А. С. Пронников. — М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 560 с.
5. **Кудрявцев, Е. М.** Комплексная механизация строительства [Текст] / Е. М. Кудрявцев. — М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2005. — 424 с.
6. **Сорокин, П. И.** Оптимальное использование машин на земляных работах в дорожном строительстве [Текст] / П. И. Сорокин. — М.: Транспорт, 1972. — 284 с.
7. **Вавилов, А. В.** Экономическое проектирование технологических машин строительного комплекса: монография под общ. ред. А. В. Вавилова [Текст] / А. В. Вавилов, Д. В. Маров, А. Я. Котлобай. — Мн.: Стринко, 2003. — 102 с.
8. **Иванов, В. Н.** Концепция эффективного использования парка машин дорожно-строительных организаций: дис.... д-ра техн. наук: 05.05.04 [Текст] / В. Н. Иванов. — Омск, 2004. — 399 л.
9. **Методические** указания по разработке сметных норм и расценок на эксплуатацию строительных машин и автотранспортных средств МДС 81-3.99 [Текст] / ЦНИИОМТП. — М.:ФГУП ЦПП, 2000. — 35 с.
10. **Механизация** строительства. Годовые режимы работы строительных машин. МДС 12-13.2003 [Текст] / ЦНИИОМТП. — М.: ГУП ЦПП, 2003. — 16 с.
11. **Рекомендации** по организации технического обслуживания и ремонта строительных машин. МДС 12-8.2007 [Текст] / ЦНИИОМТП. —М.: ФГУП ЦПП, 2007. — 70 с.
12. **Максименко, А. Н.** Влияние внутрисменного режима работы и наработки с начала эксплуатации на эффективность использования строительных и дорожных машин [Текст] / А. Н. Максименко, В. В. Кутузов, Е. В. Кутузова, Ю. Б. Барковский, С. Е. Кравченко, Г. С. Тимофеев // Строительная наука и техника, 2009. — № 1 (22). — С. 102—106.
13. **Максименко, А. Н.** Влияние наработки с начала эксплуатации гидрофицированных машин на их производительность [Текст] / А. Н. Максименко, Е. В. Кутузова // Материалы международной научно-технической конференции ИНТЕРСТРОЙМЕХ 2010. — Белгород, 2010. — С. 40—44.
14. **Максименко, А. Н.** Планирование годового количества рабочего времени и годовой наработки строительных и дорожных машин [Текст] / А. Н. Максименко, В. В. Кутузов, А. Н. Сидоров // Автомобильные дороги и мосты, 2010. — № 1 (5). — С. 77—81.

Автозавод "УРАЛ" "Группы ГАЗ" награжден золотой медалью агропромышленной выставки "Золотая осень"

Автомобильный завод "УРАЛ" "Группы ГАЗ" награжден золотой медалью и соответствующим дипломом Российской агропромышленной выставки "Золотая осень", проходившей в Москве в рамках Российской агропромышленной недели в начале октября. Высокой награды сельскохозяйственного форума предприятие удостоено "За создание автомобиля высокой проходимости с колесной формулой 4 × 4 сельскохозяйственного назначения грузоподъемностью 5—6 тонн". Диплом подписан Министром сельского хозяйства Российской Федерации Еленой Скрынник.

На выставке "Золотая осень" автозавод "УРАЛ" представил принципиально новый автомобиль, созданный специально для агропромышленного комплекса — двухосный самосвал сельскохозяйственного назначения, созданный на базе агрегатов серийного шасси "УРАЛ-43206" с новым дизелем ярославского моторного завода "Автодизель" "Группы ГАЗ" ЯМЗ-534 (190 л. с.), соответствующим международному экологическому стандарту Евро-4.

(Окончание на с. 29)

УДК 629.113

Ю. М. Захарик,
д-р техн. наук,
А. М. Захарик,
Д. В. Третьяк,
канд-ты техн. наук, ОАО "МАЗ"
E-mail: vehicle@tut.ru

Высокоэффективные тормозные системы на основе дисковых тормозных механизмов с обратной связью

Приведена конструкция дискового тормозного механизма с положительной обратной связью. Разработана функциональная схема тормозного механизма. Обоснован выбор коэффициента усиления дискового тормозного механизма. Разработана имитационная модель дискового тормозного механизма с самоусилением для пневматической тормозной системы автомобиля. Разработан алгоритм управления тормозной системы на основе дисковых тормозных механизмов с обратной связью. Показана возможность реализации SIL-технологий при решении задачи оценки эффективности тормозных систем грузовых автомобилей.

Ключевые слова: *алгоритм, анализ, диск, коэффициент, модель, момент, привод, самоусиление, связь, система, структура, схема, технология, тормозной механизм, трение, управление, элемент.*

Вопросы обеспечения эффективного торможения являются предметом научных исследований на протяжении многих десятилетий. Применение мехатронных технологий позволило решать проблему эффективного торможения на новом, качественно более эффективном уровне. Анализ статистических данных показывает, что этот вопрос по-прежнему актуален [1—5]. Ведущие автомобильные производители непрерывно проводят исследования, направленные на совершенствование и повышение эффективности работы тормозных систем (ТС) автомобилей и их компонентов. Наиболее важными из них являются тормозные механизмы (ТМ), так как именно они преобразуют приводное усилие в тормозной момент, прикладываемый к колесу.

Анализ проблемы совершенствования дисковых тормозных механизмов (ДТМ) в составе автомобильных ТС показал, что одним из наиболее эффективных методов повышения эффективности ТС является применение ТМ с обратной связью. Соответственно была разработана конструкция ДТМ такого типа, содержащего суппорт 1, тормозной диск 2, расположенные по обе стороны от него тормозные колодки 3 с фрикционными накладками 4, скобу (условно не показана). Конструкция отличается тем, что ТМ дополнительно содержит усилительные вилки 5, связанные с тормозными колодками и опирающиеся на суппорт (рис. 1). Введение усилительных вилок позволяет автоматически увеличивать значение тормозного момента механизма транспортного средства при торможении.

Работа тормозного механизма основана на том, что при торможении под действием трения в контакте тормозного диска 2 с фрикционными накладками 4 появляются

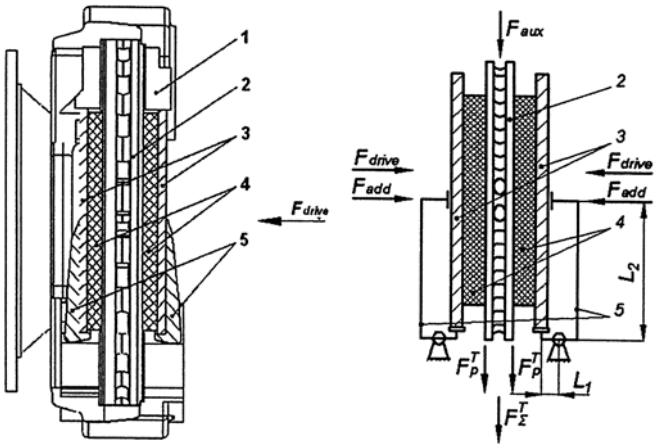


Рис. 1. Конструктивная схема ДТМ с самоусилением и схема приложения усилий нем:

1 — суппорт; 2 — тормозной диск; 3 — тормозные колодки; 4 —фрикционные накладки колодок; 5 — усилительные вилки; A_{aux} — осевая сила; F_{drive} — усилие со стороны привода механизма; F_{add} — дополнительная сила от эффекта самоусиления; F_p^T — сила трения одной колодки; F_Σ^T — суммарная сила трения; L_1, L_2 — размерные параметры усилительных вилок

силы $F_p^{\text{т}}$, которые стремятся сместить тормозные колодки 3 с накладками в сторону вращения диска. Через колодки силы передаются на усилительные вилки 5. Вследствие наличия в конструкции вилок эти усилия дополнительно прилагаются к колодкам, автоматически увеличивая приводную силу F_{drive} (см. рис. 1).

Рассмотрим работу серийного ДТМ и ДТМ с самоусилителем как систем с автоматическим регулированием по нагрузке, функциональные схемы которых приведены на рис. 2. Согласно им объектом регулирования таких систем является тормозной диск, выходным параметром которого является тормозной момент. Тормозные колодки и усилительные вилки в ДТМ с самоусилением включены в обратную связь, при этом часть нормального усилия, действующего со стороны диска на колодки, преобразуется с определенным коэффициентом усиления за счет наличия вилок в силы прижатия тормозных колодок к тормозному диску, которые складываются с усилиями на колодках со стороны тормозного привода.

На основании функциональных схем (рис. 2) составим структурные схемы применительно к серийному ДТМ и ДТМ с самоусилением, приведенные на рис. 3.

Преобразующие свойства элементов системы определяются отношением выходного сигнала элемента с сигналу, действующему на его входе [6].

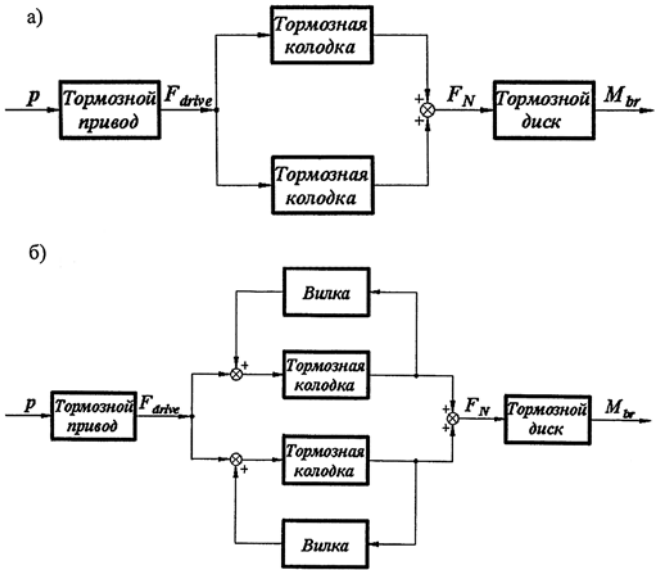


Рис. 2. Функциональные схемы ДТМ:

а — серийного; *б* — с самоусилением; *p* — давление рабочего тела в ТС при торможении; F_N — реактивная сила со стороны тормозного диска механизма; M_{br} — тормозной момент

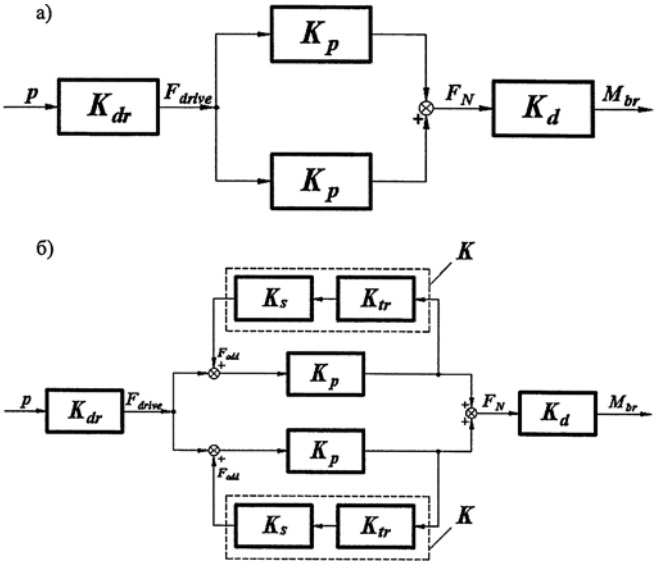


Рис. 3. Структурные схемы ДТМ:

а — серийного; *б* — с самоусилением; *K* — коэффициент преобразования положительной обратной связи; K_d — коэффициент преобразования нормальной силы сжатия тормозных колодок F_N в тормозной момент M_{br}; K_{dr} — коэффициент преобразования давления в тормозном приводе в силу со стороны привода; K_p — коэффициент преобразования давления в ДТС в нормальную силу сжатия; K_{tr} — коэффициент преобразования тормозного момента, действующего на тормозную колодку, в силу прижатия ее к тормозному диску; K_s — коэффициент усиления вилок; F_{add} — дополнительное усилие от эффекта самоусиления

Давление рабочего тела *p* в ДТС преобразуется в тормозном приводе в усилие управления со стороны привода F_{drive}. Коэффициент преобразования при этом рассчитывается по формуле

$$K_{dr} = F_{drive}/p.$$

Усилие управления со стороны привода F_{drive} преобразуется в нормальную силу прижатия F_N тормозной колодки к тормозному диску. Соответственно коэффициент преобразования

$$K_p = F_N/F_{drive}. \quad (1)$$

Для рассматриваемого ДТМ K_p равен 1, следовательно, значение F_{drive} равно F_N.

Сила прижатия тормозных колодок к тормозному диску F_N преобразуется в тормозной момент M_{br}, создаваемый ДТМ. Соответственно коэффициент преобразования

$$K_d = M_{br}/F_N. \quad (2)$$

Тормозной момент ДТМ

$$M_{br} = 2\mu F_N r_\mu, \qquad (3)$$

где μ — коэффициент трения между тормозным диском и фрикционными накладками колодок; r_μ — средний радиус трения.

С учетом выражений (2) и (3) коэффициент

$$K_d = \frac{2\mu F_N r_\mu}{F_N} = 2\mu r_\mu.$$

Роль усилительных вилок в обратной связи сводится к преобразованию результирующей нормальной силы в дополнительную силу F_{add}, действующую на поверхность диска. Преобразующие свойства вилок характеризуются коэффициентом преобразования обратной связи

$$K = F_N / F_{\text{add}}.$$

Коэффициент преобразования обратной связи (см. рис. 3)

$$K = K_s K_{tr},$$

где K_s — коэффициент усиления приводного усилия F_{drive} вследствие наличия усилительных вилок; K_{tr} — коэффициент использования нормального усилия для работы обратной связи.

Коэффициент усиления (см. рис. 3)

$$K_s = L_1 / L_2.$$

Коэффициент использования нормального усилия для работы обратной связи K_{tr} численно равен коэффициенту трения между тормозным диском и фрикционными накладками колодок, т. е.

$$K_{tr} = \mu.$$

Используя закономерности преобразования структурных схем, применяемые в теории автоматического регулирования, устанавливаем взаимосвязь между усилием управления F_{drive} и тормозным моментом M_{br}, создаваемым ДТМ с самоусилением:

$$M_{br} = \frac{F_{drive} K_p K_d}{1 - K_s K_{tr}}.$$

С учетом выражений (1), (2) и то, что $K_{tr} = \mu$, получим

$$M_{br} = \frac{2 F_{drive} \mu r_\mu}{1 - K_s \mu}. \qquad (4)$$

Как уже упоминалось ранее, ДТМ с самоусилением представляет собой систему с положительной обратной связью по усилию со стороны привода тормозной системы. Соответственно величина самоусиления должна быть такой, при которой не происходило бы блокирования колеса и заклинивания механизма.

Для предотвращения блокирования необходимо, чтобы тормозной момент, создаваемый колесным тормозным механизмом, не превышал момента сцепления в контакте колеса с дорогой:

$$M_{br} < M_\varphi, \qquad (5)$$

где M_φ — момент сцепления колеса с дорогой.

Момент сцепления колеса с дорогой определяется по формуле

$$M_\varphi = R_z \varphi r_0, \qquad (6)$$

где R_z — нагрузка на колесо транспортного средства при торможении; φ — коэффициент сцепления колеса с дорогой.

С учетом выражений (4) и (5) выражение (6) примет вид

$$\frac{2 F_{drive} \mu r_\mu}{1 - K_s \mu} < R_z \varphi r_0.$$

Тогда

$$K_s < \frac{1}{\mu}\left[1 - \frac{2 F_{drive} \mu r_\mu}{R_z \varphi r_0}\right]. \qquad (7)$$

Из выражения (7) видно, что для определения требуемого значения коэффициента усиления входными параметрами

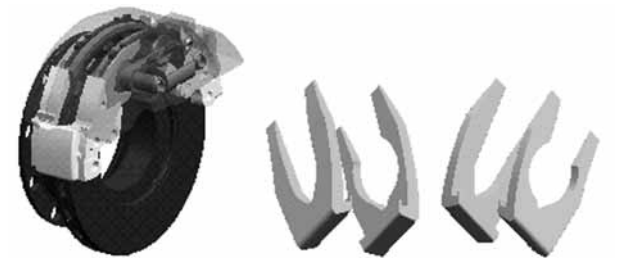


Рис. 4. Имитационная модель дискового тормозного механизма с самоусилением пневматической ТС

являются следующие величины: коэффициент трения между тормозным диском и фрикционными накладками колодок, приводная сила механизма без учета самоусиления, средний радиус трения, нагрузка на колесо транспортного средства при торможении, коэффициент сцепления колеса с дорогой, радиус качения колеса.

Таким образом, исходя из значений входных параметров, для конкретной модели автомобиля определяется требуемое значение коэффициента самоусиления при условии отсутствия блокировки колеса.

Для проверки эффективно предложенной конструкции по разработанной и апробированной методике создания имитационных моделей [8—10] была разработана компьютерная модель ДТМ с самоусилением для семейства грузовых автомобилей, выпускаемых на Минском автомобильном заводе, представленная на рис. 4.

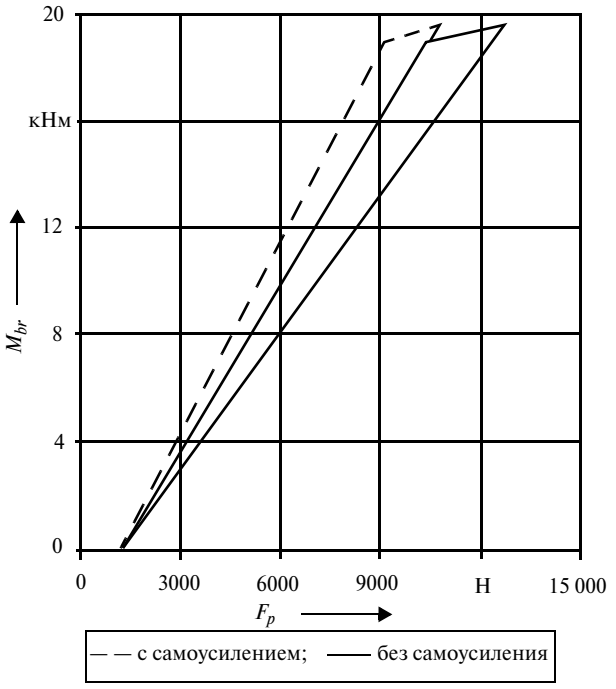


Рис. 5. Гистерезисные характеристики тормозных механизмов

Коэффициент самоусиления *K* принят равным 0,1, исходя из конструктивных соображений. В оответствии с величиной коэффициента самоусиления выполнена конструктивная проработка формы усилительных вилок.

После проведения компьютерных испытаний и обработки их результатов, получена гистерезисная характеристика механизма, приведенная на рис. 5, вместе с характеристикой серийного тормозного механизма, полученной по результатам компьютерных испытаний [8—9].

Если исходить из равенства тормозных моментов, развиваемых механизмами, тогда с точки зрения величины гистерезиса предпочтительным является ДТМ с самоусилением, так как за счет введения самоусиления удалось снизить требуемое усилие со стороны привода и тем самым уменьшить приводное давление. Следует отметить также, что за счет этого можно уменьшить габаритные размеры всего механизма и его элементов в частности, что также будет способствовать еще большему снижению величины гистерезисных потерь в соответствии с проведенными ранее результатами исследований [8—9]. В табл. 1 приведены результаты моделирования при условии равенства развиваемых тормозных моментов механизмами.

Соответственно в результате введения самоусиления в конструкцию ДТМ с пневматическим управлением для обеспечения необходимого тормозного момента усилие со стороны тормозного привода должно быть на 15,6 % меньше. При этом гистерезисные потери в тормозном механизме снизились на 17,5 %. Можно утверждать, что предлагаемая конструкция ДТМ с самоусилением для пневматических ТС обладает большей эффективностью и меньшими потерями на гистерезис по сравнению с серийной конструкцией ДТМ с пневматическим управлением.

Таблица 1

Результаты компьютерных испытаний дисковых тормозных механизмов

Параметр	Серийный	С самоусилением	Изменение, %
Максимальное усилие со стороны тормозной камеры, Н	12 800	10 800	15,6
Гистерезисные потери, %	18,3	15,1	17,5

Рис. 6. Схема алгоритма управления ДТМ с самоусилением

Для предотвращения блокирования колес при установке ДТМ с самоусилением при движении на дорогах с различным коэффициентом сцепления необходимо постоянно контролировать величину самоусиления и управлять ею путем регулирования усилия F_{drive} от ТП. Был разработан соответствующий алгоритм управления ДТМ с самоусилением.

Разработанный алгоритм (рис. 6) имеет изменяемые установки на проскальзывание, таким образом, работает по принципу регулирования по проскальзыванию. Первоначально осуществляется фаза нарастания давления. В случае, если текущее скольжение s_i выше первой уставки по проскальзыванию s_1, осуществляется переход на фазу сброса давления. Сброс выполняется до тех пор, пока скольжение не станет меньше уставки по проскальзыванию s_2. Далее наступает фаза выдержки давления. Длина фазы выдержки зависит от коэффициента усиления K.

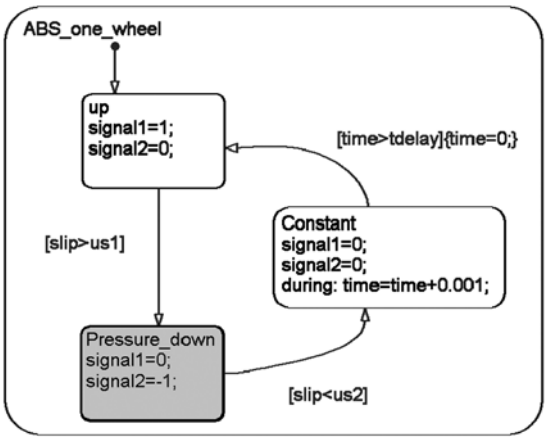


Рис. 7. Реализация алгоритма управления в Matlab/Stateflow

Реализация алгоритма выполнена в пакете математического моделирования Matlab/Stateflow и представлена на рис. 7.

С помощью SIL-технологии проводилось моделирование процесса прямолинейного экстренного торможения со скорости 60 км/ч на сухом асфальте бортового грузового автомобиля (аналог автомобиля МАЗ-4370) при работе АБС с серийным ДТМ и ДТМ с самоусилением.

Технология Software-in-the-loop (SIL-технология) подразумевает компьютерные испытания исследуемого объекта посредством разнесенного моделирования подсистем объекта в двух и более программных средах при параллельном или последовательном процессе расчета. В настоящее время она является стандартным инструментарием для исследования ресурсно-функциональных свойств мобильных машин.

Основной областью применения в автомобилестроении является проектирование и верификация алгоритмов управления различными автомобильными подсистемами, а также разработка уточненных моделей движения мобильной машины путем использования специализированных программных средств для создания отдельных систем мобильной машины и последующая интеграция разработанных моделей отдельных систем в общую модель движения.

Принципиально различают два варианта SIL-технологии (рис. 8).

Первый вариант позволяет интегрировать разработанную модель автомобильной подсистемы, например системы управления в Matlab/Simulink, в компьютерную модель движения мобильной машины.

Второй вариант отличается тем, что обе программные среды производят моделирование, обмен данными между пакетами осуществляется на одной итерации.

В табл. 2 приведены использованные данные по исследуемому автомобилю и режиму проведения испытаний.

Рис. 8. Варианты моделирования по SIL-технологии:

а — интегрирование; б — параллельное моделирование

Модель прямолинейного движения автомобиля описывается выражениями

$$\left.\begin{aligned} J_x \frac{d\omega_k}{dt} &= (F'_{x1} r_k - M_{br}); \\ m_a^1 \frac{dV_x}{dt} &= F'_{x1} - F'_{f1}, \end{aligned}\right\} \qquad (8)$$

Таблица 2

Параметры автомобиля и режима проведения испытаний

Параметр	Значение
Приведенная масса автомобиля, приходящаяся на переднюю ось, кг	4986
Момент инерции колеса, кг · м^2	5,55
Радиус качения, м	0,346
Начальная скорость торможения, км/ч	60
Максимальный коэффициент сцепления	0,8

где J_x — момент инерции колеса; ω_k — угловая скорость колеса; t — время торможения; F'_{x1} — продольная сила в пятне контакте колес с дорогой; r_k — радиус качения колеса; m_a^1 — приведенная масса автомобиля, приходящаяся на одно колесо; V_x — скорость автомобиля; F'_{f1} — сила сопротивления качению колеса.

Общий вид исследуемой модели с помощью SIL-технологии приведен на рис. 9.

На рис. 10 приведены результаты моделирования управления АБС при торможении автомобиля с серийным ДТМ и разработанным ДТМ с самоусилением.

Анализ полученных результатов моделирования показал, что тормозной путь автомобиля при установке ДТМ с самоусилением сократился на 1 м или 4 % по сравнению с тормозным путем автомобиля с серийным ДТМ. Повышение эффективности объ-

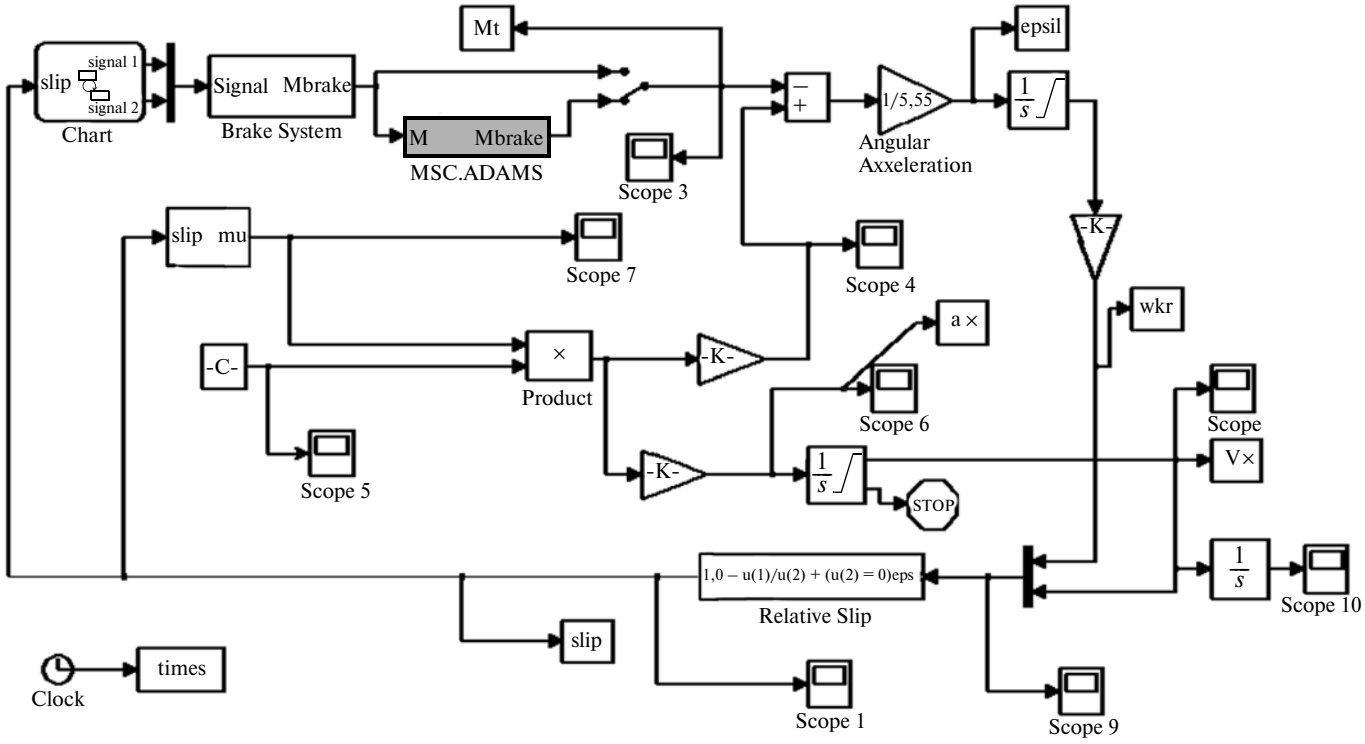


Рис. 9. Модель ДТМ с самоусилением и алгоритмом управления

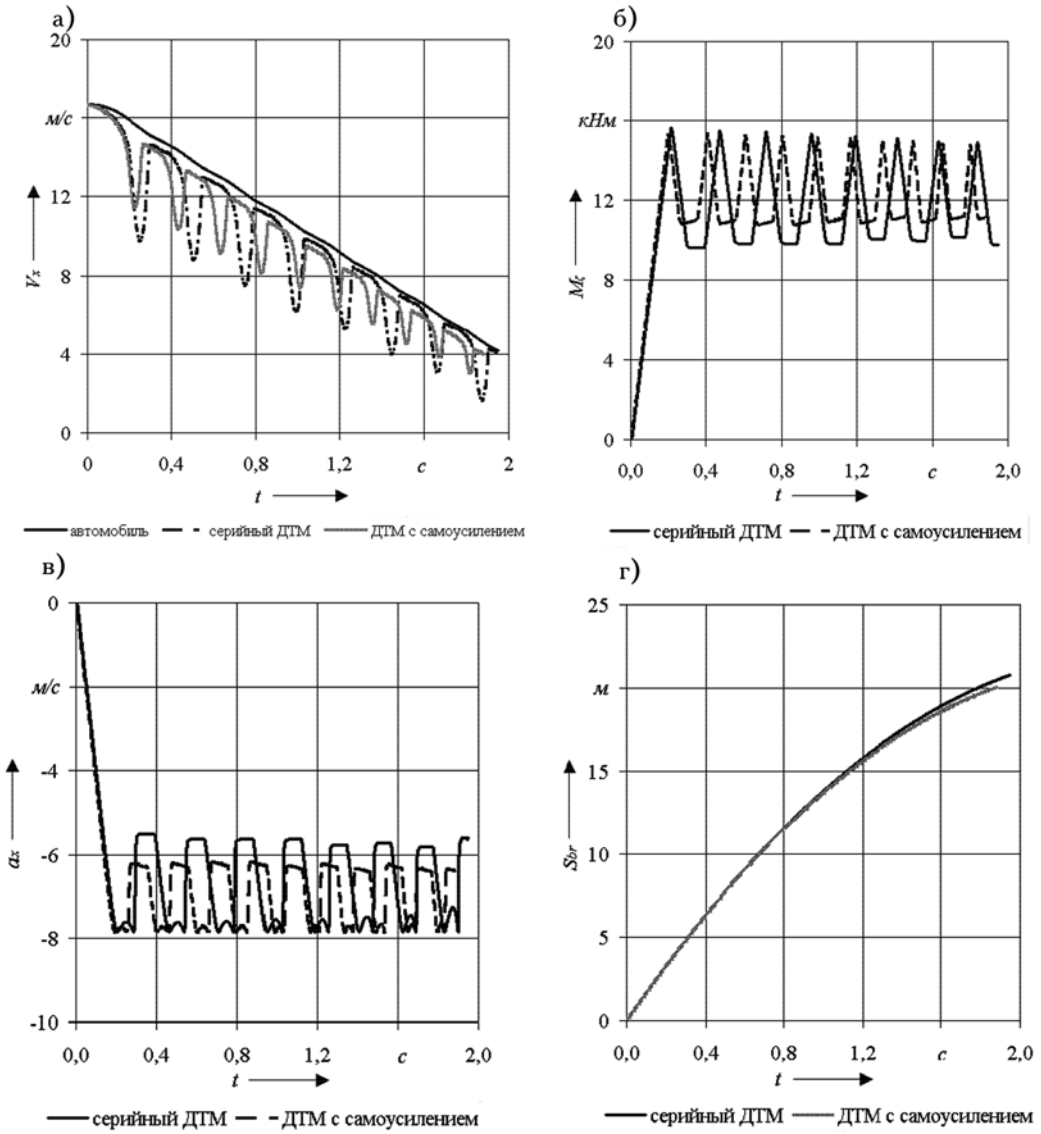


Рис. 10. Результаты моделирования работы АБС автомобиля с серийным ДТМ и ДТМ с самоусилением:

а — скорость автомобиля и окружная скорость колеса; б — тормозной момент ДТМ; в — ускорение автомобиля; г — тормозной путь автомобиля

ясняется тем, что потери на гистерезис разработанной конструкции ДТМ с самоусилением существенно меньше.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Леру, М.** Сцепление колеса автомобиля с дорогой и безопасность движения [Текст] / М. Леру. — М.: Автотрансиздат, 1959. — 158 с.
2. **Литвинов, А. С.** Управляемость и устойчивость автомобиля [Текст] / А. С. Литвинов. — М.: Машиностроение, 1971. — 416 с.
3. **Литвинов, А. С.** Теория эксплуатационных свойств [Текст] / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. — М.: Машиностроение, 1989. — 297 с.
4. **Coelingh, E.** Collision warning with auto brake — a real-life safety perspective / E. Coelingh [and others] // Proc. of 20th Enhanced Safety of Vehicle Conference. N 07-0450. — Lyon, France. — 2007. — 9 p.
5. **World** report of road traffic injury prevention: report . World Health Organization. — Geneva: WHO, 2004. — 238 p.
6. **Первозванский, А. А.** Курс теории автоматического управления: учеб. пособие [Текст] / А. А. Первозванский. — М.: Наука, 1968. — 616 с.
7. **Heisler, H.** Advanced Vehicle Technology. Second Edition / H. Heisler. — Warrandale: Society of Automotive Engineers Inc., 2005. — 625 p.
8. **Tretsiak, D.** Enhancement of the vehicle brake systems efficiency due to the hysteresis lodes reducing / D. Tretsiak, S. Kutter // Proc. of FISITA 2008 Student Congress. — Munich, Germany. 2008. — 8 p.
9. **Tretsiak, D.** Research in self-boosting disc brakes for commercial vehicles / D. Tretsiak, S. Lkiauzovich // Proc. of FISITA 2006 Student Congress. — Yokohama, Japan. 2006. — 8 p.

УДК
621.43:534.6

М. Г. Шатров,
д-р техн. наук,
проф.
А. Л. Яковенко,
канд. техн.
наук, асс.
МАДГТУ
(МАДИ)
E-mail:
dvs@madi.ru

Исследование изменения структурного шума двигателя 8ЧН 12/12 от рабочего процесса и перекладок поршней при варьировании скоростного режима и коэффициента короткоходности

Описана методика расчета структурного шума двигателя с использованием разработанных компонентов единого информационного пространства "ДВС". Показаны направления ее применения на примере расчета уровней структурного шума ДВС от рабочего процесса и перекладок поршней (перемещение поршня относительно оси цилиндра, вызванное изменением направления силы от действия газов и силы инерции) по внешней скоростной характеристике и при изменении коэффициента короткоходности двигателя 8ЧН 12/12.

Ключевые слова: *структурный шум, единое информационное пространство, двигатель внутреннего сгорания, трехмерное моделирование двигателя, шум от рабочего процесса, шум от перекладок поршней.*

Введение. Проблему снижения шума автомобиля невозможно решить без разработки и использования эффективных методов описания процессов образования шума, которые разрабатываются с помощью современных информационных технологий. Одним из наиболее активных источников шума автомобиля является двигатель внутреннего сгорания (ДВС).

Наиболее значимыми факторами, вызывающими образование структурного шума двигателя, являются рабочий процесс и соударения элементов ДВС (например, перекладки поршней, удары в механизме газораспределения и т. д.). В дизелях наибольший вклад в общий уровень структурного шума вносит рабочий процесс, а в двигателях с искровым зажиганием — перекладки поршней.

Применение современных информационных технологий обеспечивает реализацию разработанных методик расчета структурного шума ДВС в рамках формирования единого информационного пространства "ДВС" (ЕИП ДВС) [1, 2] на качественно новом уровне. ЕИП ДВС дает возможность существенно уменьшить сроки создания технических объектов и обеспечить все более высокие требования к их качеству.

ЕИП ДВС формируется вокруг информационной модели ДВС, которая представляет собой на стадии проектирования совокупность данных, описывающих его конструкцию и рабочий процесс.

На разных стадиях проектирования меняется объем используемой информации. При концептуальном проектировании для описания конструкции двигателя используются только самые общие параметры: количество цилиндров, ход поршня, диаметр цилиндра и т. д. Массогеометрические показатели определяются по аналитическим зависимостям или выбираются по прототипу. Уровень акустической мощности рассчитывается по формулам [3, 4].

На этапе детальной проработки двигателя для определения необходимых параметров конструкции и рабочего процесса, а также расчета структурного шума следует использовать специальные подсистемы САПР ДВС.

Таким образом, наибольший эффект при применении информаци-

онных технологий в виде разработанных компонентов ЕИП ДВС достигается на этапе конструктивной проработки двигателя.

Структура информационной модели ДВС на этапе его детальной проработки. При детальной проработке ДВС на основе принятой к реализации его концепции для обеспечения требуемого качества оценки структурного шума двигателя следует использовать модели, имеющие общую физическую и методическую основу и позволяющие рассчитать уровни акустической мощности от отдельных источников структурного шума: рабочего процесса, перекладок поршней и т. д.

Индикаторная диаграмма двигателя, которая применяется при расчете акустической мощности, может быть получена в результате расчета рабочего цикла двигателя по соответствующим для каждого типа ДВС методикам или экспериментально получена для прототипа.

При проработке конструкции ДВС для повышения точности расчетов следует использовать более обширный объем структурированной информации о двигателе, чем при формировании концепции ДВС. Указанный набор генерируется на основе двух- и трехмерных моделей конструкции.

Разрабатываемые модели конструкции двигателя должны быть сформированы на единой методической основе, быть типовыми и параметрическими. Под параметризацией модели понимается выявление ее характерных размеров и установление функциональной взаимосвязи между ними. Это позволит с учетом потребности повысить преемственность моделей, оперативность и качество перехода от одного уровня описания конструкции к другому, обеспечить при поиске приемлемой конструкции быструю трансформацию различных вариантов типовой модели в требуемую оригинальную.

Таким образом, на этапе конструктивной проработки ДВС для повышения точности результатов акустических расчетов необходимо разработать компоненты ЕИП ДВС, позволяющие формировать трехмерные модели конструкции двигателя, рассчитывать его рабочий цикл и уровень структурного шума.

Применение компонентов ЕИП ДВС для расчета его структурного шума. На основе разработанных компонентов ЕИП ДВС была сформирована методика расчета структурного шума ДВС для заданного режима работы. Она включает следующие этапы:

1. Подготовка информационного модуля для описания концепции ДВС.

2. Получение модели конструкции ДВС заданной конфигурации с последующим определением ее требуемых характерных параметров.

3. Расчет рабочего цикла ДВС и получение его индикаторной диаграммы.

4. Расчет общего уровня и спектров акустической мощности источников структурного шума ДВС.

Для реализации данного алгоритма расчета структурного шума были разработаны следующие подсистемы САПР ДВС, которые обеспечивают получение необходимой информации.

Подсистема концептуального проектирования ДВС. В ее состав входят модуль формирования базовых экономико-мощностных характеристик и экологических показателей ДВС и модуль формирования конструкции ДВС.

Подсистема формирования рабочего цикла двигателя и формирования эксплуатационных характеристик ДВС.

Подсистема формирования конструкции ДВС. На основе сформированных трехмерных моделей конструкции генерируются конечно-элементные модели, которые применяются для оценки напряженно-деформированного состояния элементов конструкции двигателя с целью анализа их работоспособности, уровней вибрации и шумоизлучения. С помощью трехмерных моделей определяются массогеометрические параметры отдельных компонентов и всего двигателя.

Проектирующие подсистемы. Данные подсистемы решают задачи организации газообмена, топливоподачи, смазывания,

охлаждения и т. п. В данном случае в САПР ДВС реализована подсистема "Виброакустика", одним из направлений применения которой является расчет структурного шума двигателя от рабочего процесса и соударений в подвижных сочленениях ДВС.

Расчет структурного шума от рабочего процесса осуществляется по методике, разработанной на кафедре "Теплотехника и автотракторные двигатели" МАДГТУ (МАДИ) [1, 3, 4]. Для этого необходимо знать площадь наружной поверхности, массу, длину ДВС и некоторые массогеометрические параметры поршня и шатуна. Все перечисленные параметры определяются в подсистеме формирования конструкции двигателя САПР ДВС.

По итогам расчета рабочего цикла двигателя на основе методики, разработанной на кафедре [5], формируется его индикаторная диаграмма.

Для расчета акустической мощности двигателя применяется разработанный компонент ЕИП ДВС — подсистема "Виброакустика ДВС". Результатами расчета являются общий уровень и спектры акустической мощности источника структурного шума.

Возможности использования разработанной методики расчета структурного шума двигателя. Рассмотрим возможные направления использования предложенной методики на примере расчета уровня звуковой мощности от рабочего процесса и перекладок поршней по внешней скоростной характеристике (ВСХ) дизеля 8ЧН 12/12 с базовыми параметрами: рабочий объем $iV_h = 10{,}85$ л, степень сжатия $\varepsilon = 16$, диаметр цилиндра $D = 120$ мм, ход поршня $S = 120$ мм (коэффициент короткоходности $K = S/D = 1$), длина шатуна $l_ш = 218$ мм, давление надувочного воздуха $p_{к\ ном} = 0{,}156$ МПа.

С использованием системы автоматизированного проектирования конструкции ДВС были сформированы трехмерные модели двигателей заданной конфигурации (рис. 1) и получены необходимые для расчета акустической мощности массогеометрические параметры.

После этого по имеющимся экспериментальным данным был рассчитан рабочий цикл ДВС для нескольких режимов ВСХ, получены соответствующие индикаторные диаграммы.

Контроль правильности расчета рабочего цикла осуществлялся косвенно путем сравнения рассчитанных и полученных экспериментально

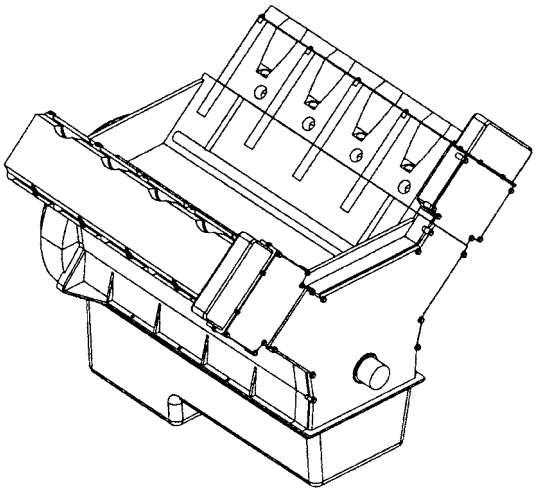


Рис. 1. Трехмерная модель двигателя 8ЧН 12/12

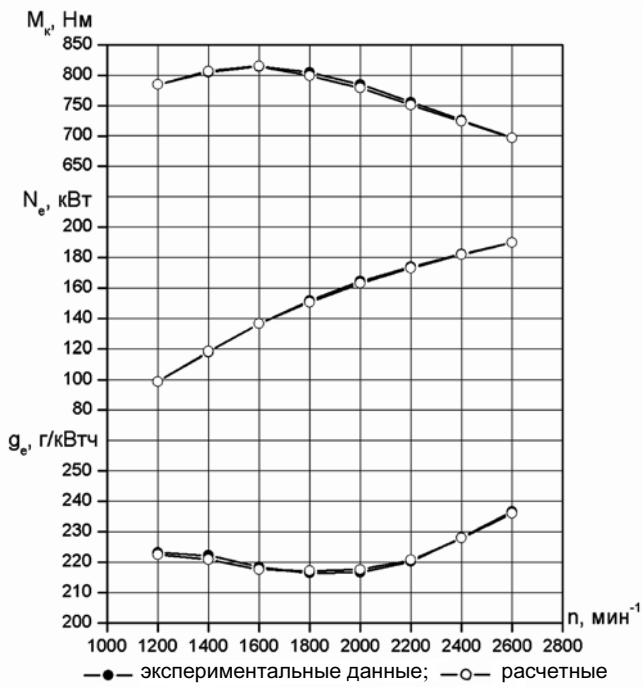


Рис. 2. Сравнение расчетных и экспериментальных показателей рабочего цикла дизеля 8ЧН 12/12

мощностных и экономических показателей двигателей (рис. 2).

На заключительном этапе с использованием параметров сформированной конструкции ДВС и полученных индикаторных диаграмм был рассчитан общий уровень звуковой мощности исследуемых двигателей от рабочего процесса и перекладок поршней по ВСХ, результаты которого представлены на рис. 3.

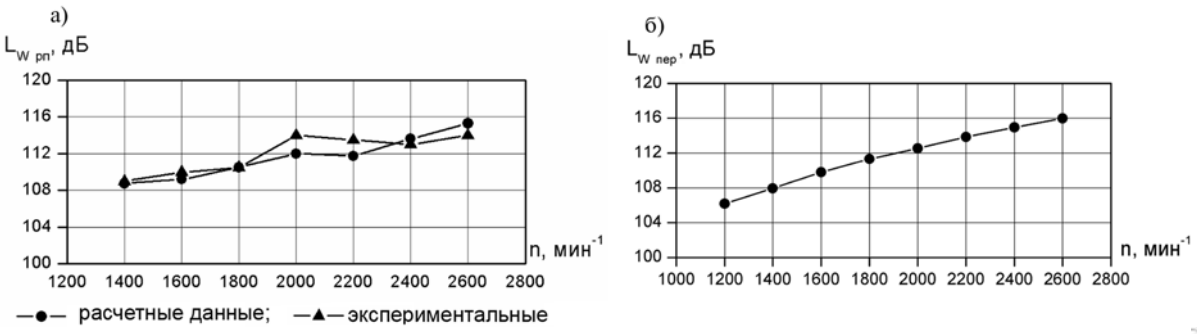


Рис. 3. Результаты расчета уровня акустической мощности основных источников структурного шума двигателя 8ЧН 12/12 по ВСХ:

а — от рабочего процесса; б — от перекладки поршней

Рассчитанные уровни звуковой мощности от рабочего процесса $L_{w_{\text{р.п расч}}}$ были сопоставлены с экспериментальными значениями $L_{w_{\text{р.п эксп}}}$, при этом получена удовлетворительная точность расчетов: максимальная разница между $L_{w_{\text{р.п расч}}}$ и $L_{w_{\text{р.п эксп}}}$ составила 1,76 дБ, что является приемлемой величиной при решении задач технической акустики.

Сформированная методика расчета уровня звуковой мощности может использоваться для оценки его изменения при варьировании конструктивных параметров ДВС.

Для модели дизеля 8ЧН 12/12 было исследовано влияние коэффициента короткоходности $K = S/D$ на уровень структурного шума ДВС от рабочего процесса и перекладок поршней. Исследование проводилось для номинального режима работы двигателя. При исследовании поддерживалось постоянство рабочего объема ДВС, длины шатуна и конструктивных параметров, которые требуются для однозначности решаемой задачи: межцилиндровое расстояние $a_{\text{м.ц}}$ и толщина рубашки охлаждения между цилиндрами $t_{\text{в.ц}}$. Коэффициент короткоходности K увеличивался от 0,8 до 1,2. В первом случае обеспечивается неизменность длины двигателя, а во втором — не нарушаются условия охлаждения.

При изменении коэффициента K определялись значения массогеометрических параметров ДВС (рис. 4).

В итоге с использованием сформированных групп данных для каждого варианта конструкции ДВС и массивов давлений в цилиндре был рассчитан общий

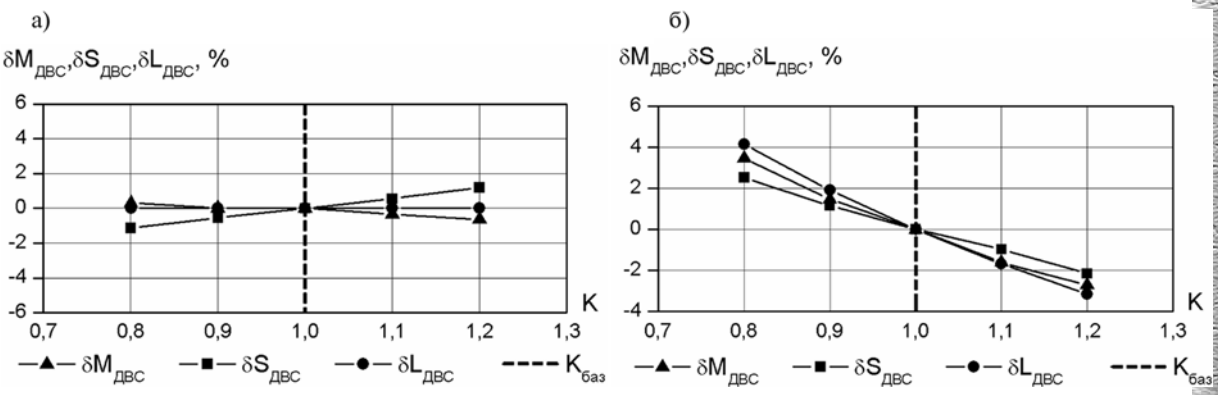


Рис. 4. Зависимость массогеометрических параметров дизеля 8ЧН 12/12 от коэффициента короткоходности *K* при постоянных параметрах конструкции:

а — межцилиндровом расстоянии $a_{\text{м.ц}}$; б — толщине рубашки охлаждения $t_{\text{в.ц}}$ между соседними цилиндрами

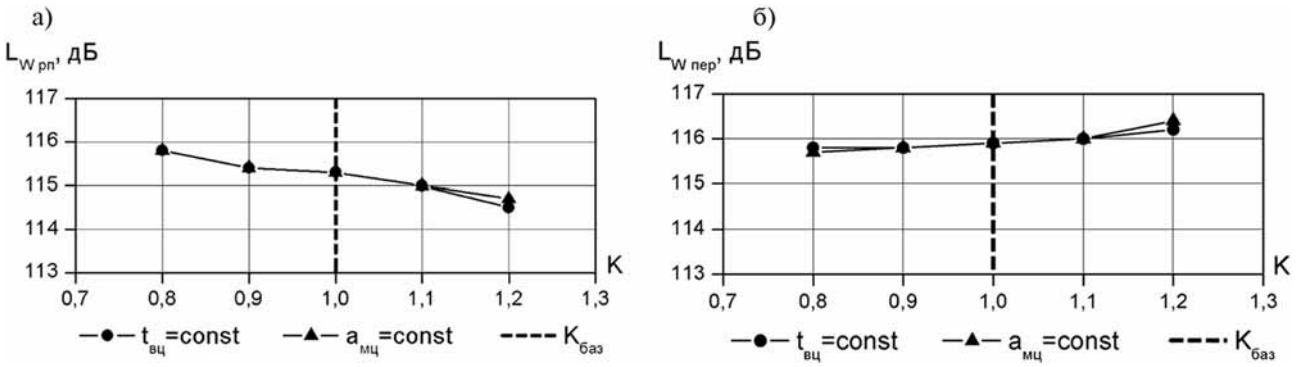


Рис. 5. Зависимость уровня акустической мощности основных источников структурного шума двигателя 8ЧН 12/12 от коэффициента короткоходности при разных дополнительных условиях исследования:

а — рабочий процесс; б — перекладка поршней

уровень акустической мощности от рабочего процесса и перекладок поршней (рис. 5).

Анализ полученных результатов. При изменении частоты вращения коленчатого вала дизеля 8ЧН 12/12 по ВСХ (см. рис. 4) от минимальной до номинальной увеличивается уровень излучаемого структурного шума от рабочего процесса на 5 дБ.

В случае варьирования коэффициента короткоходности K от 0,8 до 1,2 (см. рис. 5) и постоянстве межцилиндрового расстояния $a_{мц}$ уровень звуковой мощности от рабочего процесса дизеля 8ЧН 12/12 уменьшается на 1,1 дБ (от 0,5 до –0,6 дБ относительно базового), а при фиксированной толщине рубашки охлаждения $t_{вц}$ между соседними цилиндрами — на 1,3 дБ (от 0,5 дБ до –0,8 дБ относительно базового). В случае неизменности межцилиндрового расстояния площадь поверхности дизеля 8ЧН 12/12 увеличилась на 2,4 %, длина осталась неизменной, а масса уменьшилась на 0,9 %, в то время как при постоянстве толщины рубашки охлаждения между цилиндрами площадь поверхности уменьшилась на 4,6 %, масса — на 6 %, а длина — на 7 %.

Таким образом, основным фактором, вызвавшим уменьшение уровня акустической мощности в обоих случаях, является изменение диаметра цилиндра, так как спектральная плотность силового возбуждения конструкции от реализации рабочего процесса в цилиндре двигателя пропорциональна площади поршня или квадрату диаметра цилиндра. Влияние принятых дополнительных условий (постоянства межцилиндрового расстояния и толщины рубашки охлаждения между цилиндрами) в данном случае не является существенным.

Как следует из рис. 5, при увеличении значения K от 0,8 до 1,2 акустическая мощность от перекладок поршней остается постоянной или незначительно увеличивается. В отличие от рабочего процесса спектральная плотность силы от перекладок поршней неоднозначно зависит от значений D, S, $M_{ДВС}$, $S_{ДВС}$, $L_{ДВС}$. При варьировании коэффициента короткоходности влияние изменения указанных параметров взаимно компенсируется, поэтому общий уровень акустической мощности остается практически неизменным.

Выводы. 1. Предложенная методика расчета структурного шума на этапе конструктивной проработки двигателя позволяет повысить точность получаемых результатов и сократить продолжительность проведения исследований.

2. С использованием сформированной методики был выполнен расчет структурного шума дизеля 8ЧН 12/12 по ВСХ, показавший, что при увеличении частоты вращения от минимальной до номинальной уровень акустической мощности от рабочего процесса увеличился на 5 дБ, а от перекладок поршней — на 9,8 дБ.

3. Проанализировано влияние коэффициента короткоходности K на структурный шум дизеля 8ЧН 12/12 при постоянстве режима его работы и ряда других факторов. При увеличении значения K от 0,8 до 1,2 уровень шума от рабочего процесса при неизменности межцилиндрового расстояния уменьшился на 1,1 дБ, а при постоянстве толщины рубашки охлаждения между цилиндрами — на 1,3 дБ. Основной причиной этого является умень-

шение диаметра цилиндра. Дополнительные условия, ограничивающие изменение длины блока-картера двигателей, в данном случае не играют заметной роли.

4. Уровень акустической мощности от перекладок поршней при изменении коэффициента короткоходности практически не изменяется, что может быть объяснено неоднозначным влиянием совокупности конструктивных параметров: диаметра цилиндра, хода поршня, массы, площади поверхности и длины двигателя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Шатров, М. Г.** Формирование компонентов единого информационного пространства для обеспечения жизненного цикла двигателей внутреннего сгорания: Дисс. ... д-ра техн. наук. — М., 2007. — 403 с.
2. **Шатров, М. Г.** Проблемы формирования единого информационного пространства ПДВС: сборник научных трудов по проблемам двигателестроения, посвященный 175-летию МГТУ им. Н. Э. Баумана. Под ред. Н. А. Иващенко, Л. В. Грехова. — М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. — С. 90—96.
3. **Алексеев, И. В.** Основы теории поршневых двигателей внутреннего сгорания с пониженными уровнями акустического излучения: Дисс. ... д-ра техн. наук. — М., 1985. — 287 с.
4. **Алексеев, И. В.** Расчет колебательной скорости наружных поверхностей двигателя от основных источников структурного шума [Текст] / И. В. Алексеев // Рабочие процессы и конструкция автотракторных двигателей внутреннего сгорания: сб. науч. тр. МАДИ. — М.: МАДИ (ГТУ), 1984. — С. 118—129.
5. **Двигатели** внутреннего сгорания: в 3 кн. Кн. 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС: учебник для вузов [Текст] / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Т. Ю. Кричевская и др.; Под пред. В. Н. Луканина и М. Г. Шатрова. — 3-е изд., перераб. и испр. — М.: Высш. шк., 2007. 414 с.

(Начало на с. 16)

Создание этого автомобиля — продолжение традиции выпуска автозаводом "УРАЛ" автомобилей сельскохозяйственного назначения, заложенной еще в 80-е годы. Новая перспективная разработка автозавода создана в соответствии с заказом Министерства сельского хозяйства РФ, в тесном сотрудничестве с Московским государственным агроинженерным университетом и с Российской академией сельскохозяйственных наук, а также в соответствии с пожеланиями потенциальных потребителей — предприятий агропромышленного комплекса.

Автомобиль обладает рядом преимуществ и конструктивных особенностей:

- равномерным распределением полной массы по осям;
- возможностью эксплуатации в составе технологических адаптеров в связке с сельхозмашинами при уборке сельскохозяйственных культур (зерновые, овощные);
- давление автомобиля на грунт сопоставимо с сельскохозяйственными колесными тракторами: среднее давление колес на почву — не более 0,15 МПа при движении со скоростью 25 км/ч, что позволяет сохранить плодородный слой почвы;
- возможностью работы на влажных грунтах с целью сохранения урожайности;
- возможностью установки взвешивающего устройства (в комплекте с монитором и распечатывающим устройством) для учета массы перевозимого груза;
- системой спутниковой навигации ГЛОНАСС, которая позволяет определять точное местонахождение автомобиля в любой точке местности и выбирать наиболее оптимальные маршруты движения.

В дальнейших планах автозавода "УРАЛ" — испытания нового самосвала-сельхозника в реальных условиях и получение необходимых сертификатов. В ноябре 2010 года представленный опытный образец отправится на Владимирскую государственную зональную машиноиспытательную станцию для проведения полного комплекса испытаний. Серийное производство автомобиля запланировано на конец 2011 — начало 2012 гг.

(Отдел массовых коммуникаций ОАО "Автомобильный завод "УРАЛ")

УДК. 621.78.04

А. А. Веселовский,
Р. А. Веселовский,
Орский гуманитарно-техн. ин-т
Тел.
8-918-368-79-20

Определение критической толщины ванадиевого, марганцевого и хромового покрытий на высокопрочном чугуне ВЧ60 в узлах трения скольжения

Изложена методика и определены результаты критической толщины Cr, V, Mn покрытий на высокопрочном чугуне ВЧ60, полученных термодиффузионным насыщением из порошковой среды.

Ключевые слова: *диффузионные покрытия на зубчатых колесах, чугунные зубчатые передачи, износостойкие покрытия для зубчатых и червячных передач.*

Введение

Основной причиной выхода из строя зубчатых колес и шестерен является их абразивное изнашивание, ведущее к последующей поломке зуба [1].

Термодиффузионное насыщение позволяет создать на поверхности упрочняемых деталей из высокопрочного чугуна высокотвердые покрытия на основе карбидов ванадия, хрома и марганца. Причем микротвердость таких покрытий превышает микротвердость абразивного материала — кварца (11000 МПа), попадающего в зону контакта трущихся деталей. В этих условиях абразивные частицы, попадая в зазор пары трения скольжения, не могут вызвать интенсивное микрорезание поверхности. Находясь в зазоре между высокопрочными поверхностями, частицы будут в основном дробиться и перекатываться [2, 3].

Диффузионные карбидные покрытия имеют небольшую толщину и хрупкую природу разрушения, и поэтому абразивные частицы крупных размеров в условиях динамического нагружения могут вызвать разрушение покрытия. Нагрузочная способность диффузионных покрытий зависит прежде всего от толщины слоя, размера частиц и их прочности, физико-механических свойств сопряженной поверхности, действующей на частицу, а также свойств материала подложки [4]. После упрочнения и последующей закалки высокотвердое карбидное покрытие лежит на достаточно мягкой (в сравнении с покрытием) основе.

В этой связи важным является определение предельной нагрузки, которую способен выдерживать упрочненный слой, и его толщины, прежде всего для упрочняемых зубчатых колес и червяков в конкретных условиях изнашивания.

Теория определения критической толщины покрытия

Пусть имеется система "диффузионное покрытие—сердцевина металла", на которую воздействует абразивная частица (рис. 1) радиусом $R_{пр}$, нагруженная динамической нагрузкой P, перпендикулярной к поверхности системы. Покрытие и сердцевина характеризуются соответствующими модулями упругости, коэффициентом Пуассона и допускаемыми напряжениями. То же относится и к абразивной частице. Покрытие имеет равномерную толщину, однородно и жестко связано с сердцевиной.

Задача сводится к определению критической силы ($P_{кр}$), соответствующей ей толщины слоя ($h_{кр}$), а также величины смятия (a), при которых происходит продавливание покрытия.

Решением такой задачи для частицы, ударяющейся о плоскую плиту,

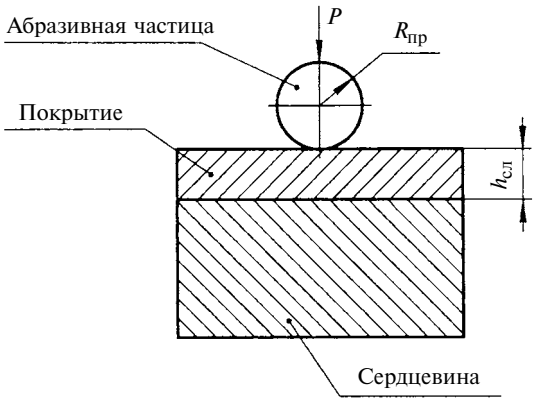


Рис. 1. Расчетная схема к определению критической толщины диффузионного покрытия

имеющую твердое покрытие и мягкую сердцевину, является уравнение, показывающее взаимосвязь между силой (P), действующей на частицу, размером отпечатка, оставляемого частицей на покрытии (a), и свойством системы "покрытие—сердцевина", характеризуемым модулем сдвига (G):

$$P = \frac{8Ga^3}{3R_{пр}}. \qquad (1)$$

Модуль сдвига

$$G = \frac{E_{пр}}{2(1+\mu_2)},$$

где $E_{пр}$ — приведенный модуль упругости; μ_2 — коэффициент Пуассона покрытия.

Приведенный модуль упругости

$$E_{пр} = \frac{E_2(1-\mu_3)}{(1-2\mu_2)(1+\mu_1)},$$

где E_2 — модуль упругости покрытия; μ_1 и μ_3 — соответственно коэффициенты Пуассона материала частицы и сердцевины.

Разрушение абразивных частиц, защемленных между двумя поверхностями высокой твердости, носит ударный характер. Учитывая, что твердость диффузионных покрытий значительно больше твердости абразивных частиц, можно предположить, что сила воздействия абразивных частиц не может быть больше силы их разрушения:

$$P = P_{кр}^{абр}. \qquad (2)$$

$$P_{кр}^{абр} = \pi R_{пр}^2 [\sigma_{абр}], \qquad (3)$$

где $\sigma_{абр}$ — напряжение, разрушающее абразивную частицу.

С учетом выражений (2) и (3) формула (1) примет вид:

$$\pi R_{пр}^2 [\sigma_{абр}] = \frac{8Ga^3}{3R_{пр}}. \qquad (4)$$

Отсюда после преобразований получим

$$a = R_{пр}\sqrt[3]{\frac{3\pi[\sigma_{абр}]}{8G}}. \qquad (5)$$

Примем, что критическая толщина диффузионного покрытия находится в прямой зависимости от радиуса отпечатка, оставляемого частицей:

$$h_{кр} = Ca, \qquad (6)$$

где C — коэффициент пропорциональности.

Тогда, подставляя выражение (5) в формулу (6), получим

$$h_{кр} = CR_{пр}\sqrt[3]{\frac{3\pi[\sigma_{абр}]}{8G}}. \qquad (7)$$

Уравнение (7) показывает, что критическая толщина покрытия находится в прямой зависимости от размера абразивных частиц и их прочности, и в обратной — от модуля сдвига системы "покрытие—сердцевина".

Материалы и методика проведения исследований

Для проведения исследований готовились образцы из высокопрочного чугуна ВЧ60, поверхность которых шлифовалась до Ra 0,16—1,25 по ГОСТ 2789—73.

Рис. 2. Результаты определения критической толщины покрытия на высокопрочном чугуне ВЧ60 после ванадирования:

1 — 0,49 Н; 2 — 0,98 Н; 3 — 1,47 Н; 4 — 1,96 Н; 5 — 2,45 Н нагрузка на индентор; 6 — критическая толщина покрытия

Рис. 4. Результаты определения критической толщины покрытия на высокопрочном чугуне ВЧ60 после марганцирования при нагрузке на индентор:

1 — 0,49 Н; 2 — 0,98 Н; 3 — 1,47 Н; 4 — 1,96 Н; 5 — 2,45 Н

Процесс осуществлялся в контейнерах из жаропрочной стали, куда помещались образцы и засыпалась порошковая шихта, состоящая из материала, содержащего упрочняющий элемент (феррованадий, феррохром или ферромарганец), инертный наполнитель — оксид алюминия и активатор — хлористый алюминий. Содержание ферросплавов в шихте составляло 50—60 % по массе.

Контейнер промазывался плавким затвором и разогревался вместе с печью до температуры 1000—1050 °С. Время упрочнения для ванадиевых покрытий составляло 5 ч, для хромовых и марганцевых 10 ч. С повторного нагрева в солевой ванне до 850—930 °С осуществлялась закалка в масло.

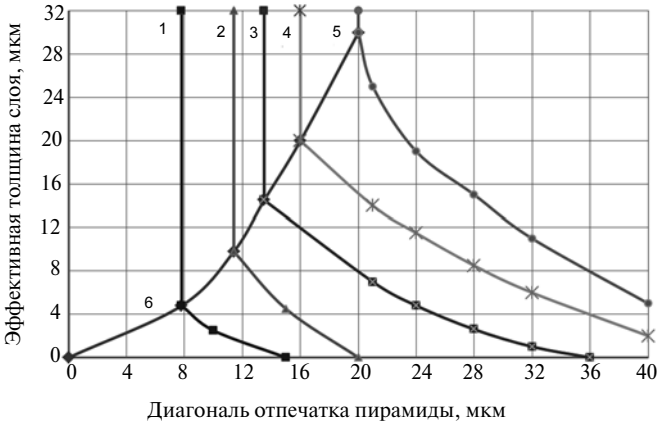


Рис. 3. Результаты определения критической толщины покрытия на высокопрочном чугуне ВЧ60 после хромирования:

1 — 0,49 Н; 2 — 0,98 Н; 3 — 1,47 Н; 4 — 1,96 Н; 5 — 2,45 Н нагрузка на индентор; 6 — критическая толщина покрытия

Для установления критической толщины сформированного слоя были проведены эксперименты по вдавливанию при определенных нагрузках твердого тела в покрытие различной толщины.

В качестве твердого тела была выбрана алмазная пирамида с углом при вершине 136°, используемая для измерения микротвердости на приборе ПМТ-3. Изменяя нагрузку на микротвердомере ПМТ-3, добивались начала появления трещин в сформированном покрытии, исходящих от отпечатка, которые свидетельствовали о начале его разрушения (продавливания). При этом фиксировались нагрузка и толщина покрытия, которая принималась за критическую толщину.

Полученные результаты

Согласно данных работ [3, 4] размер частиц, попадающих через манжеты и резиновые уплотнения коробок передач и редукторов, не превышает в радиусе 5 мкм. Так как отпечаток представляет собой квадрат с известной диагональю d, то за радиус отпечатка a можно принять радиус вписанной окружности, который определится как:

$$a = \frac{d}{2\sqrt{2}}. \qquad (8)$$

Определим константу С в формуле (5) для ванадиевых, хромовых и марганцевых покрытий, используя результаты полученных экспериментов, представленных на рис. 2—4.

При нагрузке 0,49 Н величина a, вычисленная по формуле (8) составит 2,143 мкм для ванадиевого покрытия. Критическая толщина покрытия при этой нагрузке на алмазную пирамиду составит 5 мкм (см. рис. 2). Тогда $C = \frac{h_{кр}}{a} = 2{,}33$. Аналогично, рассчитывая для нагрузок 0,98; 1,47; 1,96; 2,45 Н, определяем, что коэффициент C изменяется в пределах 2,33—3,13. Причем нижний предел соответствует нагрузке 0,49 Н, а верхний — 2,45 Н.

Таким образом, окончательно формула (5) примет вид для ванадиевого покрытия:

$$h_{кр} = (2{,}33—3{,}13)a.$$

Результаты исследования критической толщины хромового покрытия на высокопрочном чугуне после 10-часового упрочнения (см. рис. 2) позволяют определить соотношение критической толщины покрытия от размера отпечатка пирамиды:

$$h_{кр} = (2{,}83—3{,}72)a.$$

Для марганцевого покрытия формула (5) примет вид:

$$h_{кр} = (3{,}1—4{,}6)a.$$

Из проведенных исследований можно сделать вывод о том, что наименьшая критическая толщина (при одинаковой нагрузке) соответствует ванадиевым покрытиям, самая наибольшая — марганцевым.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Тихомиров, В. П.** Прогнозирование ресурса зубчатых передач [Текст] / В. П. Тихомиров, О. А. Горленко, П. В. Тихомиров / Монография: Машиностроение, 2007. — 148 с.
2. **Тененбаум, М. М.** Сопротивление абразивному изнашиванию [Текст] / М. М. Тененбаум. М.: Машиностроение, 1976. — 296 с.
3. **Ермичев, В. А.** Исследование износа открытых зубчатых передач сельскохозяйственных машин / Дис. ... канд. техн. наук. — М.: 1994. — 168 с.
4. **Гусейнов, А. Г.** Повышение работоспособности деталей машин и аппаратуры путем восстановления и упрочнения диффузионной металлизацией [Текст] / Дис. ... д-ра техн. наук. — Москва, 2002. — 320 с.

КАМАЗы на дорогах Таджикистана

Продолжается мирное наступление крупнейшего российского производителя грузовых автомобилей на рынки Средней Азии. Экспозиция КАМАЗ представлена на международной выставке "Строительство TajikBuild-2010", которая проходила в столице Таджикистана городе Душанбе.

На выставке КАМАЗ представил ряд образцов модернизированной техники, предназначенной для работы в строительной индустрии и транспортировки пассажиров.

Для строительного сектора КАМАЗ предлагает ряд модернизированных моделей специальной техники — самосвал с задней разгрузкой на шасси КАМАЗ-6520, бортовой автомобиль КАМАЗ-65117 и вахтовый автобус НЕФАЗ-4208-11-13 на шасси КАМАЗ-43114 (6 × 6).

Политическая стабильность и подъем экономики, установившиеся в Таджикистане, обусловили расширение связей ОАО "КАМАЗ" с потребителями этой республики. Оправившись от последствий длительного экономического кризиса, Таджикистан возрождается, становясь более активным игроком в международном бизнесе. Среди наиболее динамично развивающихся отраслей — строительная индустрия страны и геологоразведка.

(Окончание на с. 37)

УДК 629.11.012

Г. О. Котиев,
д-р техн. наук,
проф.,
МГТУ
им. Н. Э. Баумана;
Р. И. Жирный,
ООО "ОТС"
(Объединенные
транспортные
системы);
Л. А. Смирнов;
В. А. Горелов,
канд-ты техн.
наук, доценты
МГТУ
им. Н. Э. Баумана
E-mail: kotievgo@
yandex.ru,
gvas@mail.ru

Исследования вездеходной колесной техники в условиях Крайнего Севера

(Рис. 1—6 и рис. 11—12 см. на 2 и 3-й полосах обложки)

Представлены экспериментальные исследования вездеходных транспортных средств, проведенные с 2007 по 2010 гг. на полуострове Ямал сотрудниками МГТУ им. Н. Э. Баумана и ООО "ОТС". Приведены результаты испытаний вездехода "УРАЛ-Полярник" (апрель 2010 г.) в различных комплектациях.

Ключевые слова: *автопоезд, вездеход, проходимость, экспериментальные исследования, шины низкого давления.*

С 2007 г. компанией "ОТС" совместно с кафедрой "Колесные машины" МГТУ им. Н. Э. Баумана ведутся исследования по разработке и созданию колесной вездеходной техники на базе серийных полноприводных автомобилей для решения транспортных проблем в условиях Крайнего Севера.

В результате было обосновано, что наиболее эффективным направлением работ в этой области является создание транспортной системы на основе колесных вездеходных транспортных средств (ВТС) на крупногабаритных (диаметром D до 1,7 м, шириной B до 1,1 м) шинах низкого давления.

Предварительные испытания прототипов элементов транспортной системы, изготовленных на базе серийных многоцелевых автомобилей "УРАЛ" и "ГАЗ" [1], показали, что при движении по "зимникам" и разбитым дорогам они имеют преимущество перед применяемым автотранспортом в результате большей (на 30—35 %) средней скорости движения в связи со снижением динамических нагрузок на экипаж и пассажиров. В то же время, движение по бездорожью может производиться со скоростями, обеспечивающими приемлемые экономические показатели грузоперевозок, при этом серийные автомобили не могут эксплуатироваться в аналогичных условиях.

Для более глубокого экспериментального обоснования возможностей создания ВТС для решения транспортных задач на полуострове Ямал на базе серийных полноприводных отечественных автомобилей был выполнен ряд мероприятий.

В соответствии с данными теоретических исследований серийный автомобиль УРАЛ-4320-0911-40 был переоборудован под установку шин большей размерности (рис. 1). В конструкции ВТС использована сельскохозяйственная шина с существенными доработками. В период с 5 мая по 2 июня 2008 г. в соответствии с принятой программой проведены экспериментальные исследования данного объекта в болотистой местности средней полосы РФ и на полуострове Ямал.

В апреле 2009 г. также на полуострове Ямал прошли предварительные испытания созданной внедорожной транспортной системы (рис. 2). Были изучены различные способы буксировки тягачом прицепа, а также способы раздельного перемещения звеньев автопоезда (транспортной системы).

Проведенные мероприятия подтвердили возможность организации внедорожной транспортной системы на полуострове Ямал с использованием ВТС различной грузоподъемности, созданных на базе отечественных серийных полноприводных автомобилей.

Были сделаны выводы о том, что дальнейшее развитие системы должно идти по пути создания специальных ВТС с использованием автокомпонентов, выпус-

Таблица 1

№ комплекции	Тип шин на задних мостах
1	№ 2
2	№ 2
3	№ 1

Таблица 2

Комплектация ВТС	Масса ВТС, кг	Положение центра тяжести ВТС по горизонтали от оси передних колес, м	Распределение массы по осям, кг (% от общей массы)			Примечание
			1-я ось	2-я ось	3-я ось	
№ 1	20 560	3,791	5714 (27,8)	7423 (36,1)	7423 (36,1)	С водителем и грузом 8178 кг
№ 2	18 500	3,461	6302 (34,0)	6099 (33,0)	6099 (33,0)	С водителем и грузом 6118 кг
№ 3	18 052	3,417	6302 (35)	5875 (32,5)	5875 (32,5)	То же

каемых отечественной промышленностью, позволяющих повысить объем грузоперевозок. К основным направлениям совершенствования транспортных средств относятся увеличение размеров движителя, активизация движителей прицепных платформ и полуприцепов.

Для исследования возможностей улучшения эксплуатационных характеристик ВТС "УРАЛ-Полярник", укомплектованного шинами № 1 ($D = 1700$ мм, $B = 750$ мм), путем установки на заднюю тележку шин № 2 ($D = 1700$ мм, В = 1100 мм), были проведены испытания. Исследования проводились последовательно для трех различных комплектаций "УРАЛ-Полярник" (табл. 1):

Результаты распределения массы по осям по результатам взвешивания для ВТС "УРАЛ-Полярник" в комплектации № 1, № 2, № 3 представлены в табл. 2.

Для комплектаций № 1 и № 2 ВТС проводились замеры для определения нагрузки по осям ВТС и сопротивления движению по снегу различной глубины с разным давлением воздуха в шинах. Для комплектаций № 2 и № 3 проводились сравнительные заезды по снежной целине в окрестностях пос. Обской (р. Ханмей).

Общие виды ВТС в различных комплектациях показаны на рис. 3—5.

Сопротивление движению ВТС комплектаций № 1 и № 2 определялось путем буксировки ВТС задним ходом с помощью установленной на нем лебедки. Свободный конец троса лебедки через динамометр, измеряющий силу натяжения троса, закреплялся на буксировочных крюках заторможенного автомобиля "УРАЛ" (рис. 6).

Необходимо отметить, что движение ВТС при буксировке происходило неравномерно (вследствие бульдозерного эффекта, возникающего при движении), поэтому показания динамометра в различные моменты времени отличались. Было принято решение фиксировать последовательно максимальное и минимальное показания динамометра, а затем в ходе обработки результатов их усреднить. Проведено четыре заезда со следующими комплектациями ВТС.

Заезд № 1 — комплектация № 1; давление воздуха в шинах № 2 $0{,}5 \cdot 10^5$ Па; целинный снег глубиной 0,7—0,75 м.

Заезд № 2 — комплектация № 1; давление воздуха в шинах № 2 $0{,}35 \cdot 10^5$ Па; целинный снег глубиной 0,65—0,8 м.

Заезд № 3 — комплектация № 2; давление воздуха в шинах № 2 $0{,}5 \cdot 10^5$ Па; целинный снег глубиной 0,6—0,75 м.

Заезд № 4 — комплектация № 2; давление воздуха в шинах № 2 $0{,}35 \cdot 10^5$ Па; целинный снег глубиной 0,7—0,8 м.

Для сравнения аппроксимирующие кривые для четырех заездов приведены на одном графике (рис. 7), при этом для заездов № 1—№ 3 оси абсцисс отмасштабированы в соответствии с числом отсчетов заезда № 4.

На рис. 8 представлены графики изменения коэффициентов сопротивления движению ВТС по целинному снегу глубиной 0,6—0,75 м при давлении воздуха в шинах № 2 $0{,}5 \cdot 10^5$ Па (1-й и 3-й заезды). Среднее значение коэффициента 0,14; максимальное 0,193; минимальное 0,1.

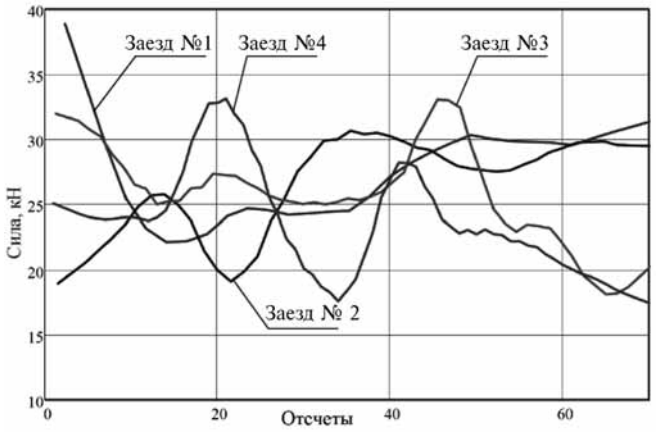


Рис. 7. Показания динамометра при заездах № 1—№ 4

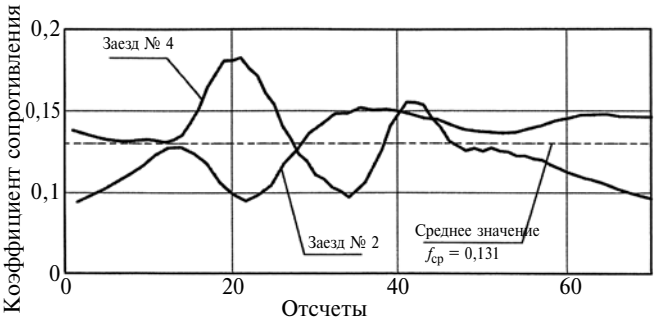


Рис. 9. Коэффициент сопротивления движению ВТС по целинному снегу глубиной 0,65—0,8 м при давлении воздуха в шинах № 2 0,35 · 10^3 Па

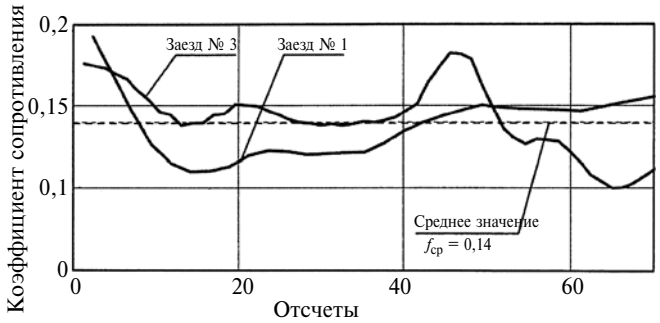


Рис. 8. Коэффициент сопротивления движению ВТС по целинному снегу глубиной 0,6—0,75 м при давлении воздуха в шинах № 2 0,5 · 10^5 Па

На рис. 9 представлены графики изменения коэффициентов сопротивления движению ВТС по целинному снегу глубиной 0,65—0,8 м при давлении воздуха в шинах № 2 0,35 · 10^5 Па (2-й и 3-й заезды). Среднее значение коэффициента 0,131; максимальное 0,183; минимальное 0,094.

Таким образом, экспериментальные исследования и анализ полученных результатов позволили сделать следующие выводы:

1. Использование шин № 2 на задней тележке ВТС "УРАЛ-Полярник" вместо шин № 1 позволяет повысить опорную проходимость ВТС при движении по снежной целине вследствие меньшего буксования и меньшего давления на опорную поверхность.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили влияние увеличения объема шины на улучшение показателей проходимости по влагонасыщенным грунтам и снегу. Так, объем оболочки шины № 2 больше, чем у шины № 1 примерно на 30 %, т. е. при равном уровне проходимости в указанных условиях (в том числе с учетом примерно равной высоты грунтозацепов у рассматриваемых шин) нагрузка на шину может быть увеличена до 30 %. Однако если усреднить повышение нагрузки на шины ВТС с колесной формулой 6 × 6 в целом с установкой шин № 2 вместо № 1 лишь на мосты задней тележки, то повышение полной массы ВТС (с учетом криволинейного движения, когда шины движутся не по одной колее) возможно лишь на 20 %. На ту же величину может возрасти средняя скорость движения ВТС по бездорожью за счет установки шин № 2 вместо шин № 1 при неизменной полной массе.

2. Коэффициент сопротивления движению ВТС по снегу глубиной до 0,8 м в ведомом режиме задним ходом с шинами № 2 на задней тележке не превышает 0,2 в случае нагрузки на заднюю тележку до 146 кН при разных давлениях воздуха в шинах. Это позволяет сделать вывод о целесообразности применения шин № 2 в составе различных ВТС, в том числе в прицепных и полуприцепных платформах, а также в разработанной внедорожной транспортной системе.

На рис. 10 приведено сравнение диапазонов изменения полученных коэффициентов сопротивления движению ВТС с шинами № 2 при давлении воздуха 0,35 · 10^5 и 0,5 · 10^5 Па.

Также были проведены сравнительные испытания ВТС в комплектациях № 2 и № 3 в пойме р. Ханмей. Были определены места, которые ВТС в комплектации № 2 (с давлением воздуха в шинах

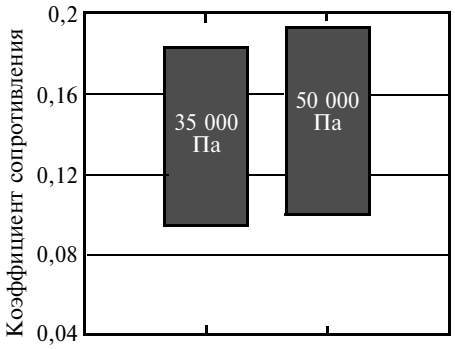


Рис. 10. Сравнение диапазонов изменения полученных коэффициентов сопротивления движению для шин № 2 при давлении воздуха $0,35 \cdot 10^5$ и $0,5 \cdot 10^5$ Па

№ 2 $0,35 \cdot 10^5$ Па) преодолевает на границе проходимости. Такими местами оказались снежные наметы на берегу реки (рис. 11, *а*, *б*), где глубина снега составляла 0,9—1,0 м. Наличие рыхлого снега приводило к образованию глубокой колеи. При этом картеры мостов ВТС начинали перед собой нагребать снег, создавалось дополнительное сопротивление движению, и ВТС двигалось с большим буксованием.

В этих же местах проводились пробные заезды для ВТС в комплектации № 3. ВТС в этой комплектации теряло подвижность во всех определенных ранее местах. Основываясь на визуальных наблюдениях и субъективных ощущениях водителя можно сделать вывод, что ВТС с шинами № 2 преодолевает снежную целину более уверенно, с большей средней скоростью.

При сравнительных испытаниях было проведено сопоставление образуемых после проезда ВТС глубин колеи (рис. 12). Колея, образуемая после проезда ВТС с шинами № 2, имеет четкий рисунок протектора, ровные края (рис. 12, *а*). Человек массой 70 кг, идущий по колее, проваливается на глубину 5—10 см. Колея, образуемая после проезда ВТС с шинами № 1, имеет ломаные края, отпечаток протектора — нечеткий (рис. 12, *б*), что свидетельствует о большом буксовании при движении по глубокому снегу.

БИБЛИОГРАФИЯ

1. **Жирный, Р. И.** Решение транспортных задач в условиях Крайнего Севера [Текст] / Р. И. Жирный, Г. О. Котиев // Газовая промышленность. 2009. — № 7. — С. 78—81.

(Начало на с. 33)

В настоящий момент "КАМАЗ" занимает преобладающее положение на рынке республики. Доля российской компании составляет 32 % от всего таджикского рынка грузовых автомобилей. В целом, парк грузовых автомобилей КАМАЗ в Таджикистане насчитывает более 5 тыс. единиц, это свыше 60 % грузовых автомобилей республики. Главный оператор по реализации камазовской продукции — РТСП "Автоцентр "КАМАЗа", официальный дилер компании в Душанбе.

Основными потребителями камазовской продукции на рынке являются Министерство транспорта Республики Таджикистан, МО, Пограничная служба, частные таджикские предприятия различных форм собственности, а также иностранные фирмы, работающие в республике в области строительства и геологоразведки. Свою лепту в расширение географии КАМАЗа вносят крупные российские структуры — Федеральная сетевая компания, наследница реформированного РАО "ЕЭС России", и ГАЗПРОМ.

(Департамент по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ")

УДК 621.436

В. Г. Камалтдинов,
канд. техн. наук,
ЮУрГУ
(г. Челябинск),
В. А. Марков,
д-р техн. наук,
МГТУ
им. Н. Э. Баумана
(г. Москва)
E-mail: markov@
power.bmstu.ru

Работа выполнена при поддержке федеральной целевой программы "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009—2013 годы.

Влияние температуры огневой поверхности цилиндра на процесс сгорания и показатели рабочего цикла HCCI двигателя

Рассмотрены результаты экспериментальных исследований дизеля, работающего на гомогенной смеси природного газа и диметилового эфира. Представлена математическая модель процессов, протекающих в цилиндре двигателя внутреннего сгорания. Приведены результаты расчетных исследований процесса сгорания смеси (83 % природного газа и 27 % диметилового эфира).

Ключевые слова: *дизель, компрессионное воспламенение однородной смеси, дизельное топливо, природный газ, диметиловый эфир.*

Актуальность исследования. Ухудшающаяся экологическая обстановка и все более жесткие требования, предъявляемые к экологическим показателям двигателей внутреннего сгорания (ДВС), приводят к необходимости разработки и внедрения мероприятий, обеспечивающих существенное улучшение показателей по выбросам токсичных компонентов их отработавших газов (ОГ). При этом следует отметить, что одной из наиболее сложных проблем снижения токсичности ОГ дизелей является проблема одновременного уменьшения содержания двух наиболее значимых токсичных компонентов ОГ — оксидов азота NO_x и сажи С, входящей в состав твердых частиц. Поскольку выбросы NO_x и С находятся в обратнопропорциональной зависимости, снижение эмиссии одного из них как правило приводит к увеличению эмиссии другого [1].

Известно, что значительное уменьшение выбросов NO_x может быть достигнуто при работе двигателя на гомогенной топливно-воздушной смеси с воспламенением от сжатия, т. е. при реализации рабочего цикла HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition — компрессионное воспламенение однородной смеси) [2—7]. Получение гомогенной смеси в дизеле позволило бы значительно уменьшить выбросы и другого значимого токсичного компонента ОГ дизелей — сажи С (или твердых частиц), образующейся преимущественно при пиролизе высокомолекулярных углеводородов дизельного топлива в зонах камеры сгорания (КС) с низким коэффициентом избытка воздуха α. Но при использовании дизельного топлива обычно не удается получить гомогенную горючую смесь из-за его физико-химических характеристик, в частности из-за сравнительно низкой испаряемости. С этой точки зрения более предпочтительны газовые топлива (например природный газ), легко образующие гомогенную смесь с воздухом. При этом плохая самовоспламеняемость природного газа может быть компенсирована добавкой к нему высокоцетанового диметилового эфира (ДМЭ). Смесеобразование природного газа и ДМЭ в газовой фазе с воздухом наиболее просто организовать во впускном трубопроводе, а момент самовоспламенения смесевого топлива в цилиндрах может регулироваться путем обеспечения требуемых соотношений указанных компонентов в горючей смеси и их температуры. Такая организация рабочего процесса HCCI двигателей на гомогенной смеси природного газа и диметилового эфира ис-

следована в публикациях [5—10]. В работе [7] рассмотрен одноцилиндровый дизель без наддува с камерой сгорания в поршне, разработанный фирмой Yanmar Diesel Inc. Дизель имел размерность $S/D = 9{,}6/9{,}2$, рабочий объем $V_h = 638$ см^3, степень сжатия $\varepsilon = 17{,}7$, номинальную мощность $N_e = 9{,}56$ кВт при $n = 2600$ мин$^{-1}$. Испытываемый двигатель был оснащен штатной системой подачи дизельного топлива с четырехсопловой форсункой с диаметром распиливающих отверстий $d_c = 0{,}26$ мм. При работе двигателя на гомогенной смеси природного газа и ДМЭ эта система топливоподачи не демонтировалась для сохранения неизменным механического КПД двигателя.

При экспериментальных исследованиях использовались природный газ при давлении ниже 0,2 МПа и жидкий ДМЭ, хранящийся под давлением 0,6 МПа. Расходы этих топлив (соответственно $G_{пр.г}$ и $G_{ДМЭ}$) измерялись с помощью расходомера и весов. В процессе отбора ДМЭ из баллона эфир переходил в газовую фазу. Природный газ и ДМЭ поступали во впускной трубопровод двигателя через клапаны в направлении, противоположном движению всасываемого в цилиндр воздуха, а воздух — через сглаживающий ресивер. В результате достигалась высокая гомогенизация топливно-воздушной смеси.

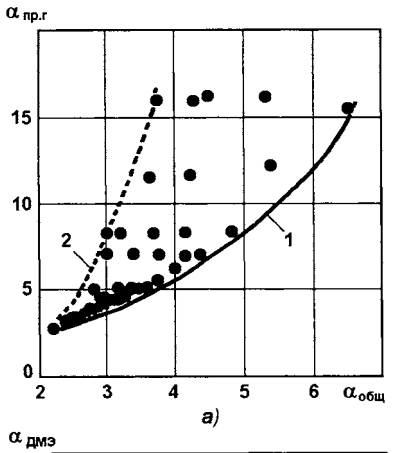
Состав горючей смеси изменялся в широком диапазоне от пропусков самовоспламенения, оцениваемого путем измерения крутящего момента двигателя, до возникновения детонации, определяемой по максимальному давлению сгорания, которое ограничивалось величиной $p_z = 9$ МПа.

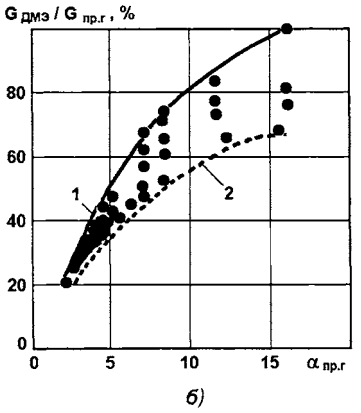
Испытания, проводившиеся на пониженной частоте вращения коленчатого вала $n = 960$ мин$^{-1}$, показали, что воспламенение смесей природного газа с воздухом не наблюдалось во всем диапазоне изменения коэффициента избытка воздуха $\alpha_{пр.г}$, включая $\alpha_{пр.г} = 1$. Смеси ДМЭ с воздухом, напротив, воспламенялись даже при малом содержании эфира в смеси, т. е. при больших значениях коэффициента избытка воздуха $\alpha_{ДМЭ}$.

При одновременном использовании природного газа и ДМЭ двигатель устойчиво работал с коэффициентами избытка воздуха $\alpha_{общ}$ 2,4—6,5; $\alpha_{пр.г}$ 2,5—16 и $\alpha_{ДМЭ}$ 4—16 (рис. 1). В частности, на режиме с $\alpha_{пр.г} = 7{,}1$ концентрации ДМЭ в смеси изменялись в диапазоне от предела детонации при $\alpha_{ДМЭ} = 6{,}5$ до предела воспламенения при $\alpha_{ДМЭ} = 14{,}7$. Указанные границы воспламенения этих смесей соответствовали достаточно большому содержанию ДМЭ в смеси с природным газом, равному $G_{ДМЭ}/G_{пр.г} = 45—70$ %.

Анализ диаграмм изменения давления и температуры в цилиндре двигателя, а также характеристик тепловыделения показал, что наиболее эффективное сгорание смесей природного газа и ДМЭ наблюдалось вблизи границы детонации при значениях коэффициентов избытка воздуха $\alpha_{пр.г} = 2{,}5—8$ и $\alpha_{ДМЭ} = 6—16$ (рис. 1, *в*). Максимальное значение термического КПД η_t достигнуто при сгорании смеси с общим коэффициентов избытка воздуха $\alpha_{общ} = 2{,}5$ и составило $\eta_t = 36$ %, что выше соответствующего показателя, полученного при работе на дизельном топливе ($\eta_t = 32$ %, рис. 2, а). Более высокая эффективность сгорания смесей природного газа и ДМЭ отмечена и при иных значениях $\alpha_{общ}$ (на других нагрузочных режимах).

Положительным результатом работы двигателя на гомогенной смеси природного газа и ДМЭ явилось также кардинальное снижение концентрации в ОГ оксидов азота NO_x. При работе на дизельном топливе эта концентрация была равна $C_{NO_x} = 0{,}06—0{,}12$ %, а при переходе на ДМЭ — не более $C_{NO_x} = 0{,}0013$ % (рис. 2, *б*). По результатам проведенных экспериментальных исследований работы двигателя на смеси природного газа и ДМЭ было также отмечено практически полное отсутствие сажи в ОГ и повышенное содержание в них несгоревших углеводородов CH_x, которое может быть устранено путем оснащения двигателя термическим нейтрализатором ОГ.





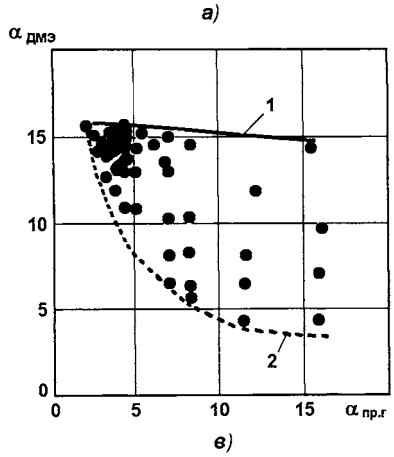


Рис. 1. Концентрационные пределы воспламенения смесей природного газа и ДМЭ с воздухом — зависимость коэффициента избытка воздуха по природному газу $\alpha_{пр.г}$ от общего коэффициента избытка воздуха $\alpha_{общ}$ (а) и зависимости относительного содержания ДМЭ в смеси с природным газом $G_{ДМЭ}/G_{пр.г}$ (б) и коэффициента избытка воздуха по ДМЭ $\alpha_{ДМЭ}$ (в) от $\alpha_{пр.г}$:

1 — граница воспламенения; 2 — граница детонации

Однако в этой работе не исследовалось влияние на процесс сгорания и соответственно показатели рабочего цикла температур горючей смеси на впуске и поверхностях деталей, образующих КС, хотя для реализации рабочего цикла HCCI в высокофорсированных двигателях на различных режимах нагрузки необходимо учитывать также и их влияние.

Расчетные модели и методика исследования. Для оценки влияния температуры огневой поверхности цилиндра на показатели рабочего цикла HCCI двигателя проведены расчетные исследования по программе "Рабочий цикл", разработанной на кафедре "Двигатели внутреннего сгорания" Южно-Уральского государственного университета (ЮУрГУ). В ее основу положены методики расчета процесса сгорания топлива, процессов сжатия—расширения и диссоциации диоксида углерода в цилиндре ДВС. Эти методики базируются на соответствующих моделях основных процессов нестационарного горения и тепло- и массообмена рабочего тела переменной массы в условиях ДВС.

Модель процесса горения основывается на следующих положениях.

1. Весь процесс горения рассматривается как совокупность последовательных реакций окисления до диоксида углерода и воды групп активных молекул топлива, протекающих по закону Аррениуса и имеющих энергию, больше условной энергии активации при данной температуре.

2. Количество активных молекул топлива в группе, вступающих в реакцию, зависит от общего количества молекул топлива, текущей температуры смеси и условной энергии активации, изменяющейся в зависимости от доли выгоревшего топлива.

3. Условная продолжительность окисления этой группы активных молекул принимается зависящей не только от общего количества молекул топлива, но и от других важных для процесса горения параметров: объема камеры сгорания, количества молекул кислорода, количества молекул инертных компонентов (азота, диоксида углерода, воды, оксида углерода и др.) и турбулентности внутри камеры сгорания.

4. Теплота, выделяющаяся при окислении каждой группы активных молекул топлива, определяется через низшую теплоту сгорания топлива и расходуется на повышение температуры смеси в зоне горения.

5. В течение всего расчета постоянно корректируется количество молекул всех веществ в результате выгорания топлива, расходования на это кислорода, образования диоксида углерода и воды, образования оксида углерода и кислорода при диссоциации, последующего окисления оксида углерода.

Особенностью модели является введение нового параметра, учитывающего фактор времени на молекулярном уровне, — условной продолжительности реакции окисления молекулы топлива. При анализе любого процесса, протекающего во времени, применяется временной параметр, с помощью которого отслеживается изменение изучаемого явления. В ДВС роль временного фактора играет угол поворота коленчатого вала (при допущении равномерного вращения коленчатого вала двигателя), измеряемый в градусах его поворота. Но при анализе процесса сгорания, когда угол поворота привязан не только ко времени, но и к величине объема сжатия, эта подмена не всегда корректна. Изменение объема сжатия однозначно приводит к изменению температуры в цилиндре и концентра-

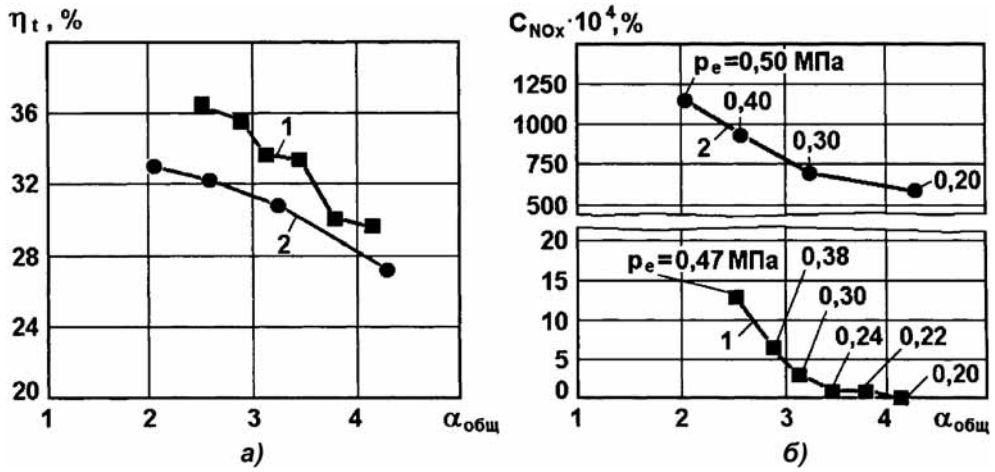


Рис. 2. Зависимость термического КПД η_t (а) и объемного содержания в ОГ оксидов азота C_{NO_x} (б) от общего коэффициента избытка воздуха $\alpha_{общ}$ при работе на различных топливах:

1 — смесь природного газа и ДМЭ; 2 — дизельное топливо

ции реагирующих веществ и, следовательно, скорости реакции окисления. В этом случае не представляется возможным однозначно определить причину изменения скорости сгорания: либо это происходит в результате изменения температуры и концентрации, либо — просто с течением времени.

Выражение для определения условной продолжительности реакции окисления группы активных молекул топлива имеет вид:

$$\tau = \frac{Z_{\text{т}}}{\text{const}\, K_1 K_2 V C_{\text{T}}^{p} C_{\text{O}_2}^{q}} = \frac{V}{\text{const}\, K_1 K_2 Z_{\text{т}}^{p-1} Z_{\text{O}_2}^{1}}, \qquad (1)$$

где $Z_{\text{т}}$ — общее количество молекул топлива в рассматриваемом объеме V цилиндра двигателя; const — константа, учитывающая количество активных соударений молекул реагирующих веществ в единицу времени в единице объема; K_1 — коэффициент, учитывающий влияние инертных составляющих рабочего тела и продуктов сгорания; K_2 — коэффициент, учитывающий турбулентность внутри камеры сгорания, $K_2 \geqslant 1$; $C_{\text{т}} = Z_{\text{т}}/V$ и $C_{\text{O}_2} = Z_{\text{O}_2}/V$ — концентрации всех молекул топлива $Z_{\text{т}}$ и кислорода Z_{O_2} в объеме V соответственно; p, q — показатели степени, причем $p + q = n$ — кинетический порядок реакции, $n = 2$.

Более подробное описание используемой при расчетных исследованиях математической модели представлено в работе [11].

Модель процессов сжатия-расширения включает новое уравнение для определения изменения давления в цилиндре рабочего тела переменной массы в условиях нестационарного тепло- и массообмена, в котором учитываются кроме общепринятых процессов (тепловыделение при сгорании топлива, теплоотдача в стенки цилиндра по закону Ньютона—Рихмана, изменение объема цилиндра) утечки через цилиндропоршневой зазор и подача дополнительного рабочего тела, а также затраты энергии на нагрев и испарение топлива и диссоциацию диоксида углерода [12].

$$dp = \frac{\dfrac{dQ_{\text{с.г}} - dQ_{\text{т.о}} - dQ_{\text{дис}}}{m} - p\,dv\dfrac{k}{k-1} - (i - i_{\text{вп}})\dfrac{dm_{\text{вп}}}{m}}{\dfrac{v}{k-1}}, \qquad (2)$$

где $dQ_{\text{с.г}}$, $dQ_{\text{т.о}}$, $dQ_{\text{дис}}$ — теплота, выделившаяся при сгорании топлива, отведенная от рабочего тела (теплообмен со стенками, при нагреве и испарении топлива и т. д.) и расходуемая на диссоциацию продуктов сгорания соответственно; p, v и dv — давление, удельный объем рабочего тела в цилиндре и его изменение соответст-

венно; $k = \tilde{n}_p/c_V$ — показатель адиабаты; i, $i_{вп}$ — удельные энтальпии рабочего тела, находящегося в цилиндре, массой m и дополнительно входящего компонента массой $dm_{вп}$.

Для уточненного определения температуры в зоне горения в модели предусмотрено определение текущей теплоемкости рабочего тела в зависимости от его молекулярного состава, которая задается для каждого компонента в функции температуры по рекомендациям А. А. Равделя [13].

Модель процесса диссоциации диоксида углерода, образовавшегося при сгорании топлива в цилиндре ДВС в условиях нестационарного тепло- и массообмена, включает уравнения для определения степени диссоциации для квазиравновесного состояния по рекомендациям В. В. Померанцева [14], количества молекул диоксида углерода, распавшихся на оксид углерода и кислород, а также затрат энергии на этот процесс. При снижении температуры в зоне горения принимается, что процесс диссоциации идет в обратную сторону с выделением теплоты за счет окисления оксида углерода.

Методика исследования. Разработанные методики позволяют моделировать рабочий процесс двигателя с воспламенением гомогенного заряда от сжатия, работающего отдельно на диметиловом эфире, метане и пропане. При верификации программы расчета рабочего цикла "HCCI combustion", построенной на основании приведенных моделей, получено удовлетворительное совпадение расчетных давлений в цилиндре ДВС с экспериментальными данными (приведенными в работе [16]), в широком диапазоне коэффициентов избытка воздуха (от 4 до 10) [17].

Для моделирования процесса сгорания двухкомпонентного топлива расчетные методики уточнены и дополнены моделью разделения реагирующей смеси на два условно отдельных объема для каждого из топлив, но с общими давлениями и температурами [18]. В результате этих модернизаций разработана уточненная программа "Рабочий цикл". Эффективность уточненных методик проверена путем сравнения результатов расчетов с экспериментальными данными, полученными при исследованиях двигателя Yanmar Co. Ltd при различном составе двухкомпонентного топлива [7], на которые ориентируются при верификации расчетных моделей многие авторы [8—10, 19 и др.]. Расчетные кривые давления, полученные по разработанной программе, удовлетворительно согласовались с экспериментальными данными как по углу начала сгорания, так и по величине и скорости нарастания давления (рис. 3) в исследованном диапазоне изменения коэффициентов избытка воздуха ДМЭ и природного газа ($\alpha_{ДМЭ} = 6{,}5...15{,}5$ и $\alpha_{пр.г} = 4—7.1$) (см. таблицу).

При анализе влияния состава двухкомпонентного топлива на процесс сгорания установлено, что для удовлетворительного воспроизведения особенностей диаграммы давления при меньшей доле ДМЭ в смесевом топливе приходится увеличивать условную энергию активации ДМЭ, чтобы смоделировать снижение способности к самовоспламенению ДМЭ в присутствии метана [18]. В результате флегматизирующее влияние метана описано зависимостью начальной условной энергии активации ДМЭ ($E_{АН\ ДМЭ}$) от массовой доли ДМЭ ($\varphi_{ДМЭ}$) в смесевом топливе (рис. 4). Применение этой зависимости в разработанной методике и программном продукте "Рабочий цикл" позволяет производить поисковые исследования рабочего цикла HCCI двигателей при работе на двухкомпонентном топливе, состоящем из ДМЭ и природного газа, и рабочих процессов других двигателей с воспламенением от сжатия [20].

В ходе верификации программы "Рабочий цикл" на различных режимах HCCI двигателя было установлено, что температура внутренней поверхности рабочего объема цилиндра заметно влияет на момент воспламенения и динамику развития процесса сгорания. Этот эффект проявляется вследствие того, что при моделировании параметров рабочего тела в цилиндре (прежде всего давления и температуры) в программе учитывается теплообмен между топливно-воздушной смесью и огневой поверхностью цилиндра по зависимости Ньютона—Рихмана, включающей переменную поверхность теплообмена, температуру стенки и переменный коэффициент теплоотдачи. При различных температурах стенки цилиндра изменяются интенсивность теплообмена и динамика роста температуры в цилиндре. В результате момент воспламенения, который определяется уровнем температуры топливно-воздушной смеси, изменяется соответственно в ту или иную сторону. Одновременно изменяется и закон выгорания топлива, который также в основном определяется температурой горючей смеси.

Анализ этих процессов показал, что расчетное их моделирование качественно согласуется с известными теоретическими и экспериментальными данными, полученными для различных ДВС. Поэтому с использованием разработанной программы проведены поисковые расчетные иссле-

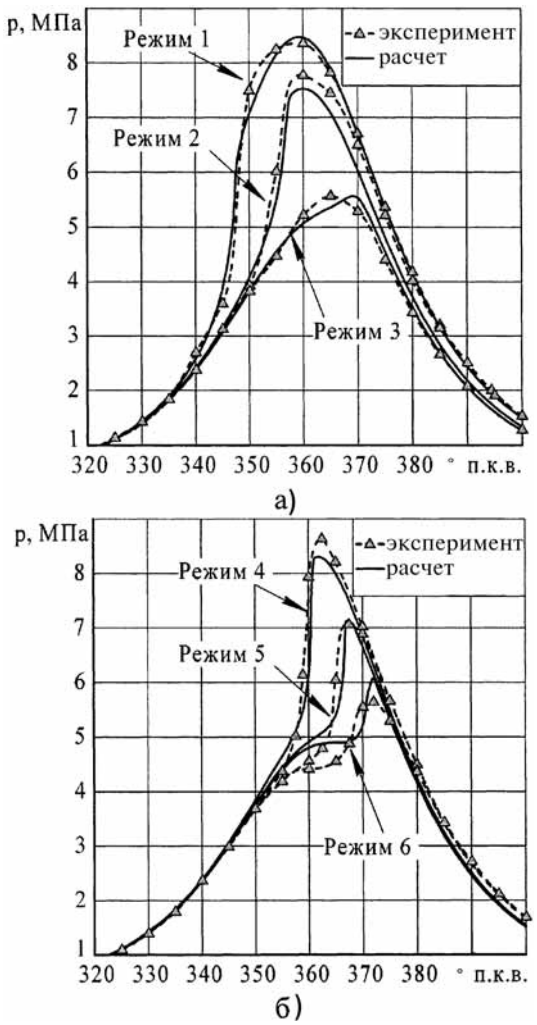


Рис. 3. Экспериментальные [7] и расчетные кривые давления в цилиндре HCCI двигателя производства Yanmar Co. Ltd на соответствующих режимах:

коэффициенты избытка воздуха на экспериментальных режимах работы ДВС соответствуют данным таблицы

дования при изменении температуры стенки цилиндра T_w с шагом 10 К в широком диапазоне (от 300 до 580 К), перекрывающем возможное тепловое состояние огневой поверхности цилиндра HCCI двигателя.

Исследования проводились для двигателей семейства ЧН13/15 ООО "ЧТЗ-Уралтрак" ($\varepsilon = 16$) при частоте вращения коленчатого вала $n = 2100$ мин$^{-1}$, при температурах в начале сжатия T_a от 350 до 370 К и постоянных цикловых подачах природного газа ($4{,}38 \cdot 10^{-5}$ кг) и ДМЭ ($1{,}62 \cdot 10^{-5}$ кг). Массовая доля ДМЭ в смесевом топливе $\varphi_{ДМЭ}$ составляла 0,27.

Таблица

Коэффициенты избытка воздуха на экспериментальных режимах работы ДВС с самовоспламенением гомогенного заряда от сжатия при работе на смеси природного газа и ДМЭ [7]

№ режима работы	$\alpha_{ДМЭ}$	$\alpha_{пр.г}$
1	6,5	7,1
2	10,3	7,1
3	14,7	7,1
4	11,9	4,0
5	14,3	4,0
6	15,5	4,0

Результаты исследования. При расчетных исследованиях установлено, что при "холодных" стенках ($T_w < 320$ К) стабильное воспламенение в цилиндре двигателя отсутствует во всем диапазоне температур начала сжатия (рис. 5). При увеличении температуры огневой поверхности цилиндра T_w сначала появляется очень вялое сгорание в циклах с $T_a = 370$ К. При $T_w = 322$ К максимальная скорость нарастания давления $W_{p\ max}$ составляет всего около 0,3 МПа/° угла поворота коленчатого вала (п.к.в.). По мере повышения температуры T_w сгорание интенсифицируется, начинается раньше, максимальная скорость тепловыделения быстро приближается к верхней мертвой точке

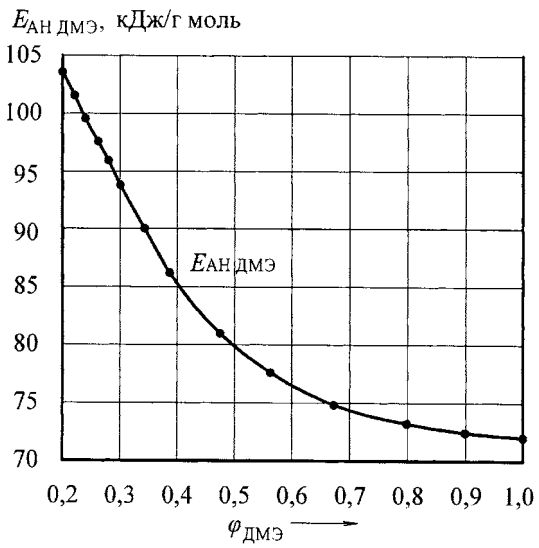


Рис. 4. Зависимость величины условной начальной энергии активации ДМЭ от массовой доли ДМЭ в смесевом топливе

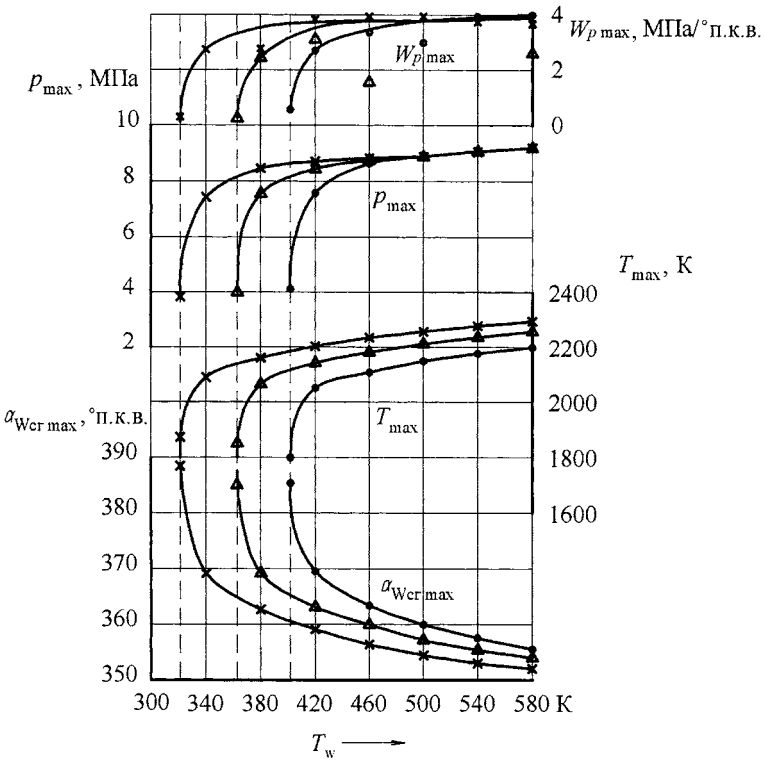


Рис. 5. Влияние температуры поверхности цилиндра T_w на показатели процесса сгорания — максимальную скорость нарастания давления при сгорании W_{pmax}, максимальное давление q_{mmax} и температуру T_{max} сгорания, угол максимальной скорости сгорания $\alpha_{W_{cr\,max}}$:

штриховой линией показаны границы стабильного воспламенения при различных температурах начала сжатия T_a: о — T_a = 350 К; Δ — T_a = 360 К; × — T_a = 370 К (соответственно T_{w1}, T_{w2} и T_{w3})

(ВМТ), а затем перемещается на линию сжатия. Когда угол максимальной скорости сгорания $\alpha_{W_{c.r\,max}}$ уменьшается до 360° п.к.в., максимальная скорость нарастания давления увеличивается до 3,0 МПа/° п.к.в. Причем, чем выше температура начала сжатия при одной и той же температуре T_w, тем раньше и интенсивнее происходит активное тепловыделение. Например, при температуре огневой поверхности цилиндра 460 К максимальная скорость сгорания наступает либо через 3° п.к.в. после ВМТ (при T_a = 350 К), либо в ВМТ (при T_a = 360 К), либо за 3° п.к.в. до ВМТ (при T_a = 370 К). На рис. 5 видно, что большие значения максимальной скорости нарастания давления $W_{p\,max}$ соответствуют более раннему сгоранию. Однако, в конечном итоге, они ограничиваются параметрами топливно-воздушной смеси на уровне 4,0 МПа/° п.к.в. при всех исследованных температурах в начале сжатия.

Максимальные давления сгорания в цилиндре p_{max} в зависимости от температуры огневой поверхности цилиндра изменяются аналогичным образом (см. рис. 5). У границ стабильного воспламенения (T_{w1} = 322 К при T_a = 370 К, T_{w2} = 361 К при T_a = 360 К и T_{w3} = 401 К при T_a = 350 К) максимальное давление сгорания наблюдается при 25—30° п.к.в. после ВМТ и едва достигают величин давления сжатия (около 4,0 МПа) (рис. 6). При повышении температуры T_w всего на 20 К воспламенение интенсифицируется (максимальная скорость нарастания давления приходится на угол 369° п.к.в. при всех исследованных температурах T_a), а значения p_{max} увеличиваются до 7,4—7,6 МПа (более чем в 1,8 раза). В дальнейшем рост максимального давления сгорания происходит менее интенсивно. В конечном итоге, значения p_{max} также ограничиваются возможностями тепловыделения от сгорания, увеличивающейся теплоотдачей в стенки цилиндра и термодинамическими параметрами рабочего тела. В результате их значения не превышают 9,1—9,3 МПа при всех исследованных температурах в начале сжатия.

Максимальные температуры сгорания в цилиндре T_{max} в зависимости от температуры огневой поверхности цилиндра T_w изменяются практически обратно пропорционально углам максимальной скорости сгорания для соответствующих температур начала сжатия (см. рис. 5). У границ стабильного воспламенения T_{max} проставляют около 1800 К. При повышении T_w всего на 20 К максимальные температуры сгорания увеличиваются до 2040—2100 К (на 240—300 К или 13—17 %). В дальнейшем максимальные температуры сгорания возрастают почти

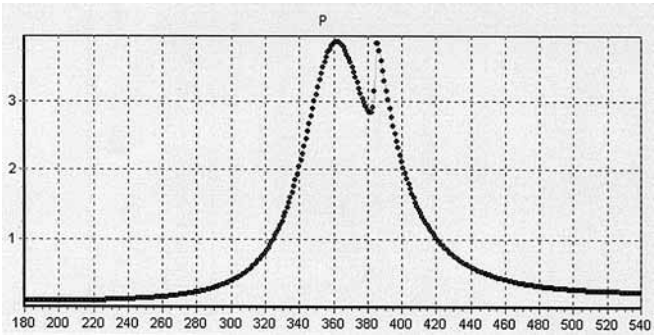


Рис. 6. Вид расчетной индикаторной диаграммы давления в цилиндре HCCI двигателя на границе стабильного воспламенения

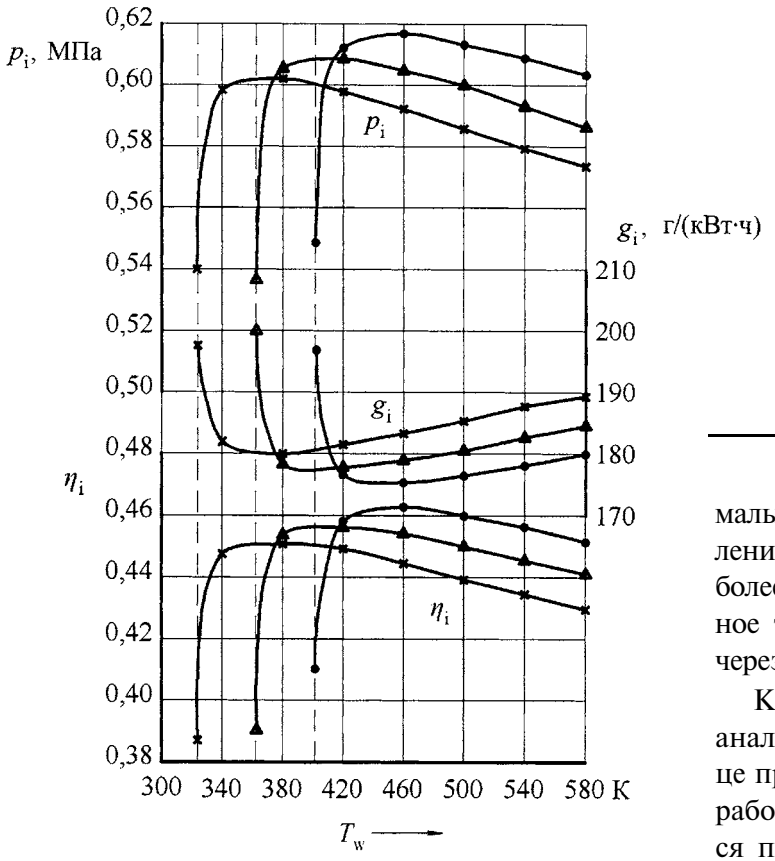


Рис. 7. Влияние температуры поверхности цилиндра T_w на индикаторные показатели рабочего цикла — среднее индикаторное давление p_i, удельный индикаторный расход топлива g_i индикаторный КПД η_i. Штриховая линия — границы стабильного воспламенения при различных температурах начала сжатия T_a:

● — T_a = 350 K; ▲ — T_a — 360 K; × — T_a = 370 K (соответственно T_{w1}, T_{w2} и T_{w3})

линейно, а разница между температурой T_{max} при различных температурах начала сжатия постепенно уменьшается до уровня ⩽50 K на каждые 10 K снижения температуры T_a. В конечном итоге, при T_w = 580 K их значения не превышают 2200—2300 K во всем исследованном диапазоне температур в начале сжатия. Причем наибольшее значение максимальной температуры сгорания (2290 K) будет соответственно при наибольшей температуре начала сжатия (370 K).

При повышении температуры огневой поверхности цилиндра T_w на 18—20 K от границы стабильного воспламенения (T_{w1}, T_{w2} и T_{w3}) интенсифицируются процессы воспламенения и сгорания. В результате расчетные индикаторные показатели рабочего цикла (индикаторной КПД η_i, среднее индикаторное давление p_i и индикаторный расход топлива g_i) резко улучшаются для всех исследованных температур начала сжатия (рис. 7). При повышении температуры T_w еще на 30 K сгорание интенсифицируется настолько, что максимальная скорость нарастания давления увеличивается до уровня более 3,0 МПа/° п.к.в., и основное тепловыделение происходит через 4—6° п.к.в. после ВМТ.

Как показал проведенный анализ теплового баланса в конце процесса расширения, такие рабочие циклы характеризуются пониженными потерями на теплоотдачу в стенки цилиндра при достаточно высокой работе расширения. В результате достигаются наилучшие расчетные индикаторные показатели для принятых начальных условий. Дальнейшее повышение температуры огневой поверхности цилиндра до 580 K приводит к чрезмерной интенсификации сгорания, активному тепловыделению за 5—8° п.к.в. до ВМТ и, как следствие, постепенному ухудшению всех индикаторных показателей.

Из сопоставления расчетных кривых индикаторных показателей рабочего цикла, полученных при различных температурах начала сжатия T_a (см. рис. 7), видно, что наилучшие показатели достигаются при меньшей температуре начала сжатия (T_a = 350 K) и повышенной температуре огневой поверхности цилиндра (T_w = 460 K). В этом случае среднее индикаторное давление оказалось равным p_i = 0,617 МПа, индикаторный КПД η_i = 0,463 и удельный индикаторный расход топлива g_i = 175,9 г/(кВт · ч).

Для того чтобы реализовать эффективную работу HCCI двигателя с высокими индикаторными показателями при меньших температурах огневой поверхности цилиндра, необходимо увеличивать температуру начала сжатия. Так, при температуре $T_w = 410—420$ K требуется обеспечить температуру начала сжатия 360 K, а при $T_w = 370—380$ K необходима температура $T_a = 370$ K, т. е. чем "холоднее" HCCI двигатель, тем больше требуется подогревать свежий заряд на впуске. Но полученные при этом индикаторные показатели все равно будут хуже, чем на "горячем" двигателе.

Заключение

В результате проведения комплекса исследований разработаны новые модели процессов сгорания топлива, сжатия—расширения и диссоциации диоксида углерода в цилиндре ДВС. Процесс сгорания топлива описывается однозональной моделью горения топлива как совокупностью последовательных реакций окисления групп активных молекул топлива, протекающих по закону Аррениуса. В модели используются условная продолжительность этих реакций, которая зависит не только от параметров активных компонентов смеси, но и от количества инертных компонентов (азота, диоксида углерода, оксида углерода, воды и др.), и условная энергия активации, которая в процессе сгорания увеличивается в степенной зависимости. При расчете процесса сгорания двухкомпонентного топлива дополнительно применяется модель разделения реагирующей смеси на два условно отдельных объема для каждого из топлив, но с общими давлением и температурами.

В модели процессов сжатия—расширения используется авторское уравнение для определения давления рабочего тела переменной массы в условиях нестационарного тепло- и массообмена, в котором учитываются, кроме общепринятых процессов (тепловыделение при сгорании топлива, теплоотдача в стенки цилиндра по закону Ньютона—Рихмана, изменение объема цилиндра), утечки через цилиндропоршневой зазор и подача дополнительного рабочего тела, а также затраты энергии на нагрев и испарение топлива и диссоциацию диоксида углерода. В модели учитываются также основные теплофизические свойства топлива, кислорода, инертных компонентов и продуктов сгорания.

Модель процесса диссоциации диоксида углерода, образовавшегося при сгорании топлива в цилиндре ДВС, включает уравнения для определения степени диссоциации для квазиравновесного состояния, количества молекул диоксида углерода, распавшихся на оксид углерода и кислород, а также затрат энергии на этот процесс. При снижении температуры в зоне горения принимается, что процесс диссоциации идет в обратную сторону с выделением теплоты за счет окисления оксида углерода.

Разработанные модели реализованы в программе расчета рабочего цикла двигателя с воспламенением от сжатия "Рабочий цикл". Включение в ее расчетный алгоритм всего комплекса основных параметров процессов, происходящих в цилиндре ДВС, позволило придать программе прикладной характер. С ее помощью можно выявлять закономерности влияния как термодинамических параметров двухкомпонентной топливно-воздушной смеси (температуры, давления на впуске, цикловой подачи смесевого топлива, степени рециркуляции отработавших газов и др.), так и различных параметров двигателя и его систем (геометрической степени сжатия, угла закрытия впускных клапанов, температуры огневой поверхности, утечек рабочего тела из цилиндра или, наоборот, подачи дополнительного компонента в цилиндр в процессах сжатия—расширения) на процесс сгорания и показатели рабочего цикла HCCI двигателя. Анализ этих закономерностей позволит на стадии проектирования перспективного энергоэффективного HCCI двигателя определять величины основных его параметров для различных условий эксплуатации и производить теоретическую проверку и обоснование эффективности новых технических решений по организации процессов тепломассообмена и сгорания.

На основании анализа результатов выполненных расчетных исследований сделаны следующие выводы.

1. Выявлены закономерности влияния температур рабочего тела на впуске и стенок цилиндра на параметры процесса сгорания (момент воспламенения, скорость нарастания давления, максимальные давление и температуру) и индикаторные показатели рабочего цикла HCCI двигателя без наддува. Чем выше эти температуры, тем раньше начинается и интенсивнее происходит процесс сгорания. Однако индикаторные показатели рабочего цикла при этом изменяются не столь однозначно.

2. Наилучшие показатели получены при температуре огневой поверхности цилиндра 460 K: индикаторный КПД $\eta_i = 0{,}463$, среднее индикаторное давление $p_i = 0{,}617$ МПа и удельный индикаторный расход топлива $g_i = 175{,}9$ г/(кВт · ч).

При уменьшении температуры цилиндра процесс сгорания замедляется и перемещается на линию расширения, максимальные давление и температура снижаются, а показатели рабочего цикла резко ухудшаются. При увеличении температуры сгорание начинается раньше и происходит интенсивнее. В результате максимальные температура, давление и скорость его нарастания в цилиндре увеличиваются, а индикаторные показатели постепенно ухудшаются.

3. Наивысшая эффективность рабочего цикла из-за наилучшего использования теплоты, выделяющейся при сгорании топлива в цилиндре HCCI двигателя, достигается, когда процесс сгорания начинается вблизи ВМТ и постоянно ускоряется так, что максимальная скорость нарастания давления наступает на уровне 4—6° п.к.в. после ВМТ.

4. Для получения высоких индикаторных показателей при меньших температурах огневой поверхности цилиндра необходимо увеличивать температуру начала сжатия. Но полученные при этом индикаторные показатели будут хуже, чем на "горячем" двигателе.

Таким образом, для организации эффективного рабочего цикла HCCI двигателя с высоким уровнем форсирования необходимо проводить оптимизацию температурного уровня рабочей смеси и деталей, образующих КС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Работа** дизелей на нетрадиционных топливах: учебное пособие [Текст] / В. А. Марков, А. И. Гайворонский, Л. В. Грехов и др. М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2008. 464 с.
2. **Yao M., Chen Z., Zheng Z.** et al. Effect of EGR on HCCI Combustion Fuelled with Dimethyl Ether (DME) and Methanol Dual-Fuels / SAE Technical Paper Series. 2005. № 2005-01-3730. P. 1—8.
3. **Zheng Z., Yao M, Chen Z.** et al. Experimental Study on HCCI Combustion of Dimethyl Ether (DME) / Methanoi Dual-Fuel / SAE Technical Paper Series. 2004. № 2004-01-2993. P. 1—9.
4. **Zheng Z., Yao M., Wang Y.** et al. Experimental Study on HCCI Combus tion ProcessTueled with DME / Journal of Combustion Science and Technology. 2003. Vol. 9. № 6. P. 561—565.
5. **Yao M., Zheng Z., Qin J.** Experimental Study on Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion with Fuel of Dimethyl Ether and Natural Gas // Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2006. Vol. 128. № 2. P. 414—420.
6. Flowers P., Aceves S., Smith R. et al. HCCI in a CRF Engine: Experiments and Detailed Kinetic Modeling // SAE Technical Paper Series. — 2000. — № 2000- 01-0328. — P. 1—13.
7. **Chen Z., Konno M., Oguma M.** et al. Experimental Study of CI Natural-Gas / DME Homogeneous Charge Engine // SAE Technical Paper Series. 2000. № 2000-01-0329. P. 1—10.
8. **Гусаков, С. В.** Управление моментом воспламенения в двигателе с самовоспламенением от сжатия путем добавления диметилэфира при работе на СПГ [Текст] / С. В. Гусаков, М. Эльхагар // Транспорт на альтернативном топливе. 2009. — № 4. — С. 22—27.
9. **Гусаков, С. В.** Оценка влияния ДМЭ в смеси с природным газом на работу ДВС с гомогенным самовоспламенением [Текст]/ С. В. Гусаков, М. Эльхагар, И. В. Ипифанов // Транспорт на альтернативном топливе. 2010. — № 2. — С. 10—13.
10. **Гайворонский, А.** Использование диметилового эфира для инициирования воспламенения метановоздушных смесей в двигателях внутреннего сгорания [Текст] / А. Гайворонский, А. Савенков, Е. Лисицын // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. 2005. — № 5. — С. 66—70.
11. **Камалтдинов, В. Г.** Новая модель процесса горения топлива в ДВС [Текст] / В. Г. Камалтдинов // Двигателестроение. 2008. — № 3 (233). — С. 17—20.
12. **Камалтдинов, В. Г.** Уточненная методика расчета параметров рабочего тела на пусковых режимах дизеля [Текст] / В. Г. Камалтдинов // Двигателестроение. — 2008. — № 2 (232). — С. 31—34.
13. **Краткий справочник** физико-химических величин: под ред. А. А. Равделя и А. М. Пономаревой. — 8-е изд., перераб. — Л.: Химия, 1983. — 232 с.
14. **Основы** практической теории горения: учебное пособие. Под ред. В. В. Померанцева. — Л.: Энергия, 1973. — 263 с.
15. **Свидетельство** ОФАП № 11606. Программа расчета рабочего цикла двигателя с воспламенением гомогенного заряда от сжатия HCCI combustion v.1.0/ Камалтдинов В. Г., Абелиович Е. В.; выдано 30.10.2008 г.
16. **Aceves, S. M.** HCCI combustion: analysis and experiments / S. M. Aceves, D. Flowers, J. Martinez-Frias, R. Smith, R. Dibble, M. Au, J. Girard // SAE Paper 2001-01-2077.
17. **Камалтдинов, В. Г.** Моделирование процесса сгорания в двигателях внутреннего сгорания с воспламенением гомогенного заряда от сжатия [Текст] / В. Г. Камалтдинов, Е. В. Абелиович, А. С. Теребов // Вестник ЮУрГУ. Серия "Машиностроение". 2007. — Вып. 10. — № 25 (97). — С. 44—47.
18. **Камалтдинов, В. Г.** Влияние состава двухкомпонентного топлива на процесс сгорания в двигателе с объемным самовоспламенением от сжатия [Текст] / В. Г. Камалтдинов, Е. В. Абелиович // Вестник ЮУрГУ. Серия "Машино строение". 2008. — Вып. 12. — № 23 (123). — С. 46—53.
19. **Гусаков, С. В.** Опыт моделирования рабочего процесса ДВС с воспламенением гомогенного заряда от сжатия [Текст] / С. В. Гусаков, Махмуд Мохаммед Эль Гобаши Эль Хагар // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия "Инженерные исследования". 2004. — № 2 (9). — С. 25—28.
20. **Камалтдинов, В. Г.** Применение новой модели процесса горения топлива для моделирования рабочего процесса различных ДВС: Тезисы доклада на ВНТС в МГТУ им. Н. Э. Баумана [Текст] / В. Г. Камалтдинов, Е. В. Абелиович // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия "Машиностроение". 2009. — № 4 (77). — С. 124.

Abstracts of articles

2 *Dragunov G. O., Yakovlev P. V.* Influence of effort enclosed to the control linkage of the n.e.w transfer box for the period of switching and dynamics loading of transmissions

We consider the problems of synthesis of mechanical speed transmission with new properties. A scheme for the transfer case with the possibility of switching on the fly. The effect of the efforts on the mechanism of transmission control on the dynamic load of the transmission-wheel drive vehicle.

Keywords: all-wheel drive car, the synthesis of the transfer, the new scheme, transfer case, the effort to switch the load in the transmission

10 *Maksimenko A. N.* Expansion stage operation life cycle hydroficated building and road machines

The factors that increase the effectiveness of stage production and maintenance of the life cycle hydroficated building and road machines.

Keywords: maintenance, hydraulic, unit repair, income, life cycle

17 *Zakharik J. M., Zakharik A. M., Tretyak D. V.* Highly effective brake systems on basis of dick brake mechanisms with feedvack

Design of disk brake mechanism rith positive feedback is resulted. Function chart of brake mechanism is developed. Choice of strengthening factor of disk brake mechanism is proved. With self-strengthening, imitating model of disk brake is developed for pneumatic brake system of car. Algirithm of beake system comtrol on basis of disk brake mechanisms with feedback is developed. Possibility of SIL-technologies realisation is shown at decision of problem of efficiency of brake systems estimation of lorries.

Keywords: algorithm, analysis, brake, control, communication, disk, drive, element, factor, driction, model, moment, scheme, self-strengthening, system, structure, technology

24 *Shatrov M., Yakovenko A.* Research of structure-born noise from work process and piston transpositions changing for 8-cilinder diesel engine during it's speed and coefficient k varying

In the article the method of engine structure-born noise calculation using created components of common information space ICE was observed. The ways of it's using was given by example of calculation of ICE structure-born noise level from work process and piston transpositions by speed characteristic and for coefficient K varying for 8-cilinder diesel engine.

Keywords: structure-born noise, common information space, internal-combustion engine, 3D-modelling of engine, noise from work process, noise from piston transpositions

30 *Veselovsky A. A., Veselovskaya R. A.* Determination of critical thickness of vanadium, manganese and chromic coverages on cast-iron ВЧ60 in the knots of sliding friction

Methods are expounded and the results of critical thickness are certain Cr, V and Mn coverages on cast-iron ВЧ60, got thermal diffusion from a powder-like environment.

Keywords: diffusive coverages on gear-wheels, cast-iron gearings, wearproof coverages for toothed and worm transmission

34 *Kotiev G. O., Zhirny R. I., Smirnov A. A., Gorelov V. A.* Researches of all-terrain vehicles in the conditions of the far north

In article are presented experimental researches of all-terrain vehicles spend since 2007 on 2010 on peninsula Yamal employees of Bauman Moscow State Technical University and Co. Ltd "OTS". Results tests of the all-terrain vehicle "Ural-Polyarnik" (April 2010) in various complete sets are represented.

Keywords: articulated lorry, all-terrain vehicle, possibility, experimental researches, tires of low-pressure

38 *Kamaltdinov V. G. Markov V. A.* Influence of the cylinder hot surface temperature on the combustion process and on the hcci engine working cycle characteristics

Results of experimental research of the diesel engine running on natural gas and dimethyl ether homogeneous charge have been considered. Mathematical model of the process occurring in the internal combustion engine cylinder has been pre sented. Results of the calculation research of the process of combustion of the 83 % natural gas and 27 % dimethyl ether mixture have been given.

Keywords: diesel engine, homogeneous charge compression ignition, diesel fuel, natural gas, dimethyl ether

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 26.10.2010. Подписано в печать 30.11.2010. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать цифровая.

Усл. печ. л. 5.88. Уч.-изд. л. 6,94. Тираж 150 экз.

Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4