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

Корпункты:
в Республике Беларусь
(г. Минск), Я. Е. Карповский
Тел.: (10-375-17), 246-10-33, 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 *Чернов А. Е.* Оптимизированная система электроснабжения для автотранспортных средств

5 *Евсеенко И. А.* Методика проведения численного анализа циркуляции мощности в планетарных коробках передач

Эксплуатация

13 *Копотилов В. И.* Оценка топливной экономичности ускоренного движения автомобиля по удельному приращению кинетической энергии

Исследование. Расчет

18 *Баженов Е. Е., Вьюхин А. В.* Возможность применения сочлененных транспортных систем в добывающих отраслях экономики

22 *Куляшов А. П., Куклина И. Г.* Оптимизация процесса выбфора специальной автомобильной техники

29 *Шейпак А. А., Богданов В. Н.* Исследование системы высокотемпературного испарительного охлаждения поршневого ДВС

Экология

42 *Агейкин Я. С., Вольская Н. С., Чичекин И. В.* Определение механических характеристик верхнего слоя грунтов при оценке проходимости колесных машин

Юбилей

46 *К 100-летию* со дня рождения Анатолия Маврикиевича М. Кригера.
Главный конструктор автомобилей ЗИЛ

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

6 '2010

УДК
629.73.064.51075.8
А. Е. Чернов,
канд. техн. наук,
Гос. техн. ун-т МЭИ
E-mail: alexzunder_66@mail.ru

Оптимизированная система электроснабжения для автотранспортных средств

Рассмотрены основные пути снижения выбросов вредных веществ и расхода топлива автотранспортными средствами (АТС). Простым и недорогостоящим способом решения поставленной проблемы является оптимизация алгоритмов работы системы электроснабжения. Автором предлагается алгоритм, обеспечивающий снижение расхода топлива на 8 % и выбросов вредных веществ на 6 % без существенного усложнения системы и применения дополнительных измерительных и исполнительных устройств.

Ключевые слова: *автотранспортное средство, выбросы вредных веществ, расход топлива, аккумуляторная батарея, генераторная установка, регулятор напряжения, гибридный автомобиль, алгоритм, система электроснабжения, ускоренный заряд, компенсирующий заряд, двигатель внутреннего сгорания, степень заряженности, напряжение настройки.*

Современная жизнь невозможна без использования автомобильного транспорта. На выпуски двигателей АТС приходится 40 % глобального загрязнения окружающей среды вредными веществами. В России в 2009 г. выбросы загрязняющих веществ в окружающую среду транспортными средствами составили 13,2 млн т. По оценке экологов, основная масса (80 %) вредных веществ выбрасывается автотранспортом на территории населенных пунктов. Более чем в 180 городах уровни загрязнения окружающей среды превышают предельно допустимые нормы. Кардинальным путем снижения выбросов вредных веществ в окружающую среду и расхода топлива является разработка гибридных АТС. Гибридный автомобиль — это автомобиль, приводимый системой "двигатель внутреннего сгорания (ДВС) — накопитель "аккумулятор" — привод". ДВС гибридных автомобилей имеет мощность на 30—50% меньше, чем ДВС обычных автомобилей, имеющих аналогичные характеристики. Накопитель в гибридном транспортном средстве играет роль буфера для ДВС и емкости для рекуперативного торможения. Привод обеспечивает переход энергии как от накопителя к колесам (режим разгона), так и возврат энергии от колес в накопитель (рекуперативное торможение). Этим достигается снижение расхода топлива и уровня выбросов вредных веществ в окружающую среду. Однако несмотря на то, что за рубежом гибридные автомобили выпускаются серийно уже более 10 лет, в России эти работы находятся на стадии научно-исследовательских работ.

Менее эффективным, но более доступным путем для отечественной промышленности, по мнению автора, является оптимизация работы систем электрооборудования АТС, влияющих на экологию и экономичность. Одна из таких систем — система электроснабжения, основным компонентом которой является генераторная установка. Например, увеличение максимальной мощности генератора на 10 % приводит к повышению расхода топлива и уровня выбросов вредных веществ в окружающую среду при работе двигателя на холостом ходу на 9 и 4,5 % соответственно. Многолетние теоретические и экспериментальные исследования, проведенные автором при разработке генераторных установок для автомобилей ВАЗ и автобусов ЛиАЗ и НефАЗ, а также автомобилей КАМАЗ позволили создать систему электроснабжения, обеспечивающую снижение расхода топлива от 5 до 8 % и уменьшение выбросов вредных веществ на 6 % в зависимости от типа транспортного средства.

Алгоритм работы созданной системы электроснабжения заключается в следующем. После пуска ДВС АТС стартерным электродвигателем напряжение в бортовой сети непрерывно измеряется. Величина измеряемого напряжения косвенно характеризует уровень степени заряженности аккумуляторной батареи. Ниже представлены усредненные значения уровня напряжения в бортовой сети автомобиля, соответствующие степени заряженности аккумуляторной батареи. Эти данные получены автором по результатам эксплуатационных исследований различных типов автотранспортных средств:

Напряжение в бортовой сети, В	13,96—13,91	13,9—13,83	13,8—13,71	13,73—13,6	13,6—13,4
Степень заряженности аккумуляторной батареи, % . . .	90	80	70	60	50

Если напряжение в бортовой сети ниже 13,83 В, что соответствует минимально допустимой степени заряженности аккумуляторной батареи в эксплуатации, регулятор напряжения генераторной установки с помощью специальной системы управления (рис. 1) переводится в режим поддержания повышенного напряжения настройки 14,9—14,8 В ("ускоренный заряд"). В противном случае заряд аккумуляторной батареи происходит при пониженном напряжении настройки регулятора напряжения 14,3—14,1 В ("компенсирующий заряд"). Главная особенность разработанного алгоритма заключается в том, что, если ускоренный заряд аккумуляторной батареи не был обеспечен непрерывно в течение определенного времени (примерно 120 с), связанного с характеристиками ездового цикла АТС, повышенное напряжение настройки регулятора (14,9—14,8 В) поддерживается до тех пор, пока не будет обеспечен ускоренный за-

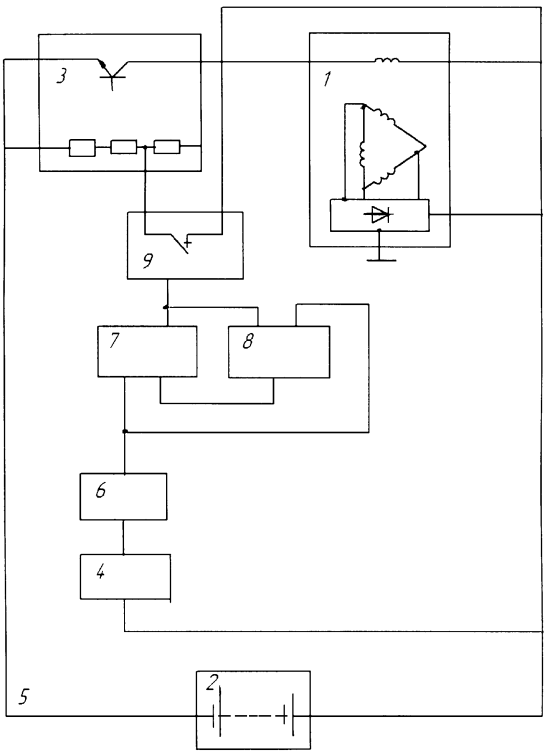


Рис. 1. Функциональная схема оптимизированной системы электроснабжения

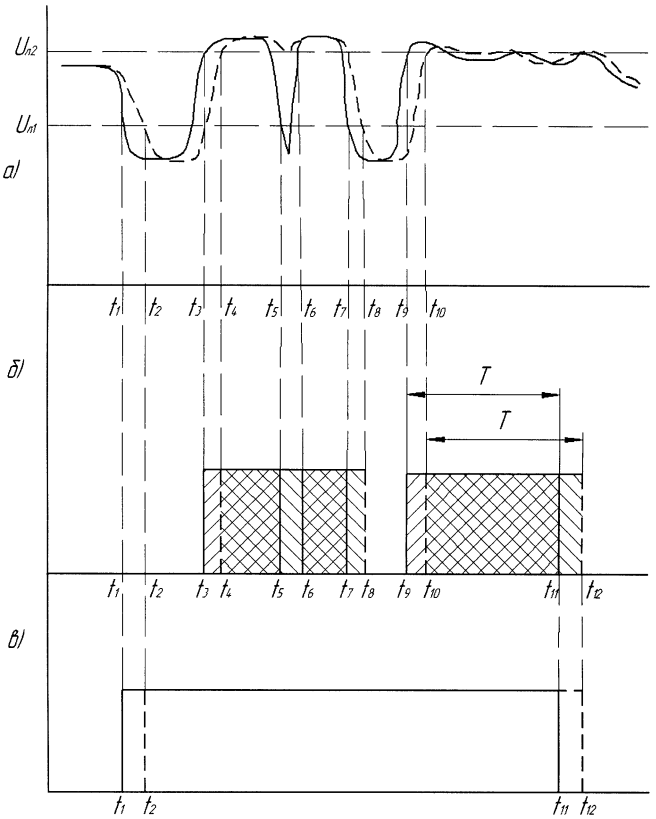


Рис. 2. Диаграммы работы оптимизированной системы электроснабжения

ряд аккумуляторной батареи непрерывно в течение 120 с.

На рис. 1 приведена функциональная схема системы электроснабжения с оптимизированным алгоритмом работы, состоящая из генератора с электромагнитным возбуждением (1), параллельно которому подключена буферная аккумуляторная батарея (2), регулятора напряжения (3), интегрирующей цепи (4), подключенной к бортовой сети, компаратора (6), триггера (7), таймера (8) и управляемого ключа (9). На рис. 2 приведены диаграммы, поясняющие принцип работы системы электроснабжения с оптимизированным алгоритмом работы: изменения сигнала, характеризующего напряжение в бортовой сети (*а*), работы таймера (*б*) и перестроения режимов работы регулятора напряжения (*в*).

Разработанный алгоритм работы реализован в регулирующих устройствах для систем электроснабжения автобусов ЛиАЗ и грузовых автомобилей КАМАЗ. Многофункциональный регулятор напряжения, работающий по оптимизированному алгоритму, внедрен на заводе ОАО "Электромодуль" (Республика Беларусь, г. Молодечно).

В 2009 г. производство многофункциональных регуляторов напряжения на заводе для грузовых автомобилей и автобусов составляло 14 000 шт.

Вниманию читателей!

ООО "ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ"

принимает подписку на журналы на 2010 г.

Подпишитесь в Издательстве и 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 004:519.8:621

И. А. Евсеенко,
канд. техн. наук, ст. препод.,
Белорусско-Российский ун-т
(г. Могилев)
E-mail: 327igor@rambler.ru

Методика проведения численного анализа циркуляции мощности в планетарных коробках передач

Предложена методика, которая позволяет установить влияние циркуляции мощности в трансмиссии на плавность и динамичность движения автомобиля, трансформацию угловых скоростей и вращающих моментов. Эффективность методики заключается в снижении отрицательного влияния циркуляции мощности путем разработки соответствующих рекомендаций. Методика позволяет исследовать причины возникновения и специфику циркуляции мощности.

Ключевые слова: *численный анализ, циркуляция мощности, замкнутый контур, планетарная коробка передач, динамическая модель, показатели качества.*

Введение

В трансмиссиях автомобилей и тракторов широкое применение нашли планетарные механизмы. Они предназначены для преобразования характеристик потока мощности. Планетарные механизмы используются в коробках передач, колесных передачах (бортовых редукторах), лебедках, межколесных и межосевых дифференциалах.

Характерной чертой планетарных коробок передач (ПКП) является передача мощности не одним потоком, а несколькими. Именно вследствие передачи мощности параллельными потоками в ПКП снижается динамическая нагруженность звеньев и достигается более высокий КПД, чем у вальных коробок передач. Однако такое наблюдается лишь при отсутствии циркуляции мощности. Если же появляется циркуляция, то мощность на некоторых элементах планетарных рядов, входящих в циркулирующий контур, становится больше мощности на входном валу ПКП, что, естественно, увеличивает нагруженность этих элементов и снижает КПД. Отсюда вытекает необходимость проведения более детального исследования влияния циркуляции мощности на КПД ПКП, плавность трогания автомобиля с места, трансформацию переменных типа потока (угловых скоростей) и потенциала (вращающих моментов), а также на динамическую нагруженность в элементах ПКП.

Ниже предложена методика проведения численного анализа циркуляции мощности в ПКП с учетом динамических процессов, которая включает следующие этапы: кинематический и силовой анализ для установления контура циркуляции мощности (по значениям мощностей на зубчатых колесах и замкнутых фрикционах), разработка функциональной схемы гидромеханической трансмиссии, разработка динамической модели гидромеханической трансмиссии и определение ее параметров, оценка адекватности математической модели реальному объекту, вычисление показателей качества переходного процесса и их анализ.

1. Оценочные показатели качества переходных процессов в ПКП

Для проведения качественного анализа переходных процессов в ПКП выбираются показатели, позволяющие осуществить количественную оценку: плавности трансформации угловых скоростей и вращающих моментов, динамической нагруженности элементов ПКП; плавности и динамичности движения автомобиля; тепловой динамики фрикционов.

Показатели плавности трансформации фазовых переменных типа потока и типа потенциала следующие.

1. Передаточное отношение ПКП $i(t)$, позволяющее оценить трансформацию угловых скоростей элементов ПКП.

2. Коэффициент трансформации ПКП $K(t)$. Этот критерий необходим для оценки переходной характеристики трансформации вращающих моментов ПКП.

3. Максимальное значение амплитуды коэффициента трансформации ПКП $K_{\max}$, Оно позволяет оценить плавность преобразования вращающих моментов путем сравнения коэффициента $K_{\max}$ с его значением на установившемся режиме работы ПКП.

4. Значение КПД ПКП на установившемся режиме η, дающее возможность оценить потери мощности в ПКП.

5. Время переходного процесса коэффициента трансформации ПКП t_k. Время переходного процесса характеризует длительность пребывания системы в неустановившемся состоянии.

Условие завершения переходного процесса определяется по выражению

$$|K(t) - K_\infty| \leqslant \Delta_k,$$

где K_∞ — коэффициент трансформации момента ПКП на установившемся режиме работы; Δ_k — полоса пропускания, $\Delta_k = 0{,}05K_\infty$.

Величина Δ_k определяется из условия, что отклонение коэффициента трансформации вращающего момента ПКП $K(t)$ от его установившегося значения K_∞ не должно превышать 5 %.

6. Колебательный характер $\nu_{(k)}$ переходной характеристики коэффициента трансформации вращающего момента $K(t)$ ПКП, определяющий число полных колебаний за время $t(k)$.

Показатели динамической нагруженности элементов ПКП следующие.

1. Максимальный момент на выходном валу ПКП $M_{\max}$.

2. Максимальные моменты на водилах планетарных рядов ПКП. Они определяются по выражению

$$M_{h\max j} = \max|M_{hj}(t)|,$$

где j — номер планетарного ряда.

Моменты на водилах планетарных рядов ПКП служат для оценки динамической нагруженности элементов ПКП, так как воспринимаемый водилами момент больше момента на центральных зубчатых колесах. Показатель $M_{h\max j}$ необходим для расчета геометрических параметров элементов ПКП по критерию прочности.

3. Максимальные значения амплитуд мощности на элементах планетарных рядов ПКП. При этом

$$P_{a\max j} = \max|P_{aj}(t)|;$$

$$P_{h\max j} = \max|P_{hj}(t)|;$$

$$P_{b\max j} = \max|P_{bj}(t)|,$$

где j — номер планетарного ряда; P_a, P_b — мощности на центральных зубчатых колесах планетарного ряда; P_h — мощность на водиле.

Значения максимальных амплитуд мощностей на элементах планетарных рядов позволяют оценить изменения передаваемых элементами ПКП мощностей в процессе включения передач.

Для проведения количественной оценки изменения мощностей на элементах планетарных рядов, образующих контур циркуляции, предложено использовать отношение максимальной амплитуды мощности i-го элемента ПКП к максимальной амплитуде мощности на входном валу ПКП.

Показатели плавности и динамичности движения автомобиля следующие.

1. Максимальное значение продольного ускорения автомобиля

$$a_{\max} = \max|a(t)|,$$

где $a(t)$ — продольное ускорение автомобиля,

$$a(t) = r_k \frac{d\omega(t)}{dt},$$

где r_k — радиус качения ведущих колес автомобиля, м.

Ускорение автомобиля позволяет оценить динамичность и плавность движения.

2. Время переходного процесса $t_{(a)}$ ускорения автомобиля $a(t)$.

3. Интегральный показатель, равный интегралу от разности текущего значения продольного

ускорения автомобиля $a(t)$ и его конечным установившимся значением a_∞ [1]

$$I_a = \int_0^{t_{(a)}} |a(t) - a_\infty| dt.$$

Условие завершения переходного процесса определяется по выражению

$$|a(t) - a_\infty| \leqslant \Delta_a,$$

где Δ_a — полоса пропускания.

Учитывая, что конечное установившееся значение при переходном процессе продольного ускорения автомобиля равно нулю, величина Δ_a определяется по зависимости

$$\Delta_a = 0{,}01 a_{\max}.$$

Интегральная оценка позволяет обобщенно оценить быстродействие переходного процесса и отклонение от установившегося значения в переходном процессе ускорения автомобиля. Интегральный показатель I_a численно равен площади, ограниченной кривой $a(t)$, прямой a_∞ и осью ординат. Интегральный показатель вычисляется за время переходного процесса $t_{(a)}$ ускорения автомобиля. Чем меньше значения I_a, тем быстрее затухает процесс $a(t)$, а следовательно, ухудшаются показатели динамичности.

4. Колебательный характер $\nu_{(a)}$ переходной характеристики процесса ускорения автомобиля $a(t)$.

Показатели тепловой динамики фрикционных элементов следующие.

1. Время буксования t_f фрикционного элемента является одной из важнейших составляющих времени включения передачи.

2. Максимальная удельная работа буксования

$$W_{\max i} = \max\left(\frac{1}{z_{fi} S_{fi}} \int_0^{t_f} M_{fi}(t) |\omega_i(t)| dt \right),$$

где z_{fi} — число пар трения фрикционного элемента; S_{fi} — площадь трения фрикционных дисков, м^2; M_{fi} — момент на фрикционном элементе, Н · м; $\omega(t)$ — относительная скорость скольжения фрикционных дисков; i — номер фрикционного элемента управления.

Удельная работа буксования W_i определяет количество тепловой энергии, выделяемой на поверхностях трения дисков фрикциона, и характеризует среднюю объемную температуру дисков фрикционов и их износ. Работа буксования возрастает с увеличением времени буксования t_f, относительной скорости скольжения $\omega(t)$ и давления на поверхностях трения.

3. Максимальная удельная мощность буксования, определяется по выражению

$$P_{\max i} = \max\left(\frac{1}{z_{fi} S_{fi}} M_{fi}(t) |\omega_i(t)| \right).$$

Удельная мощность буксования P_i характеризует среднюю интенсивность выделения тепловой энергии на трущихся поверхностях. Предельное значение удельной мощности буксования фрикционов принимается согласно рекомендациям [2] и равно 1500 кВт/м^2.

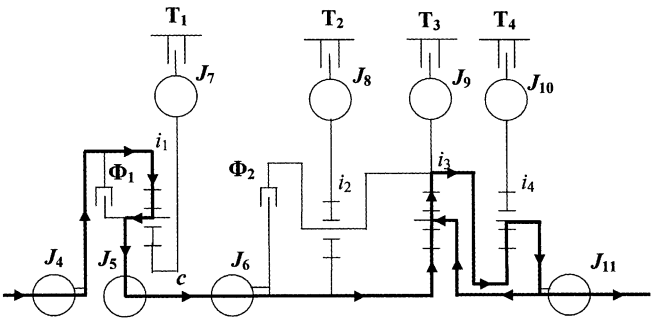


Рис. 1. Схема передачи потока мощности на передаче заднего хода:

Ф, Т — фрикционные муфты и тормоза; J — моменты инерции; с — параметр упругого элемента; i — кинематические параметры планетарных рядов

2. Исследование циркуляции мощности в переходном процессе

В качестве примера исследуем циркуляцию мощности в планетарной коробке передач БелАЗ-7516 на передаче заднего хода. Динамическая схема и направление передачи потока мощности в ПКП на передаче заднего хода представлены на рис. 1.

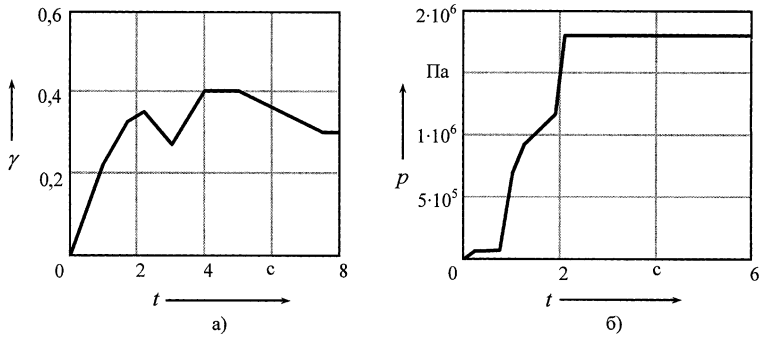


Рис. 2. Изменение положения педали подачи топлива (а) и давления в гидроцилиндрах фрикционных тормозов (б) при трогании автомобиля с места

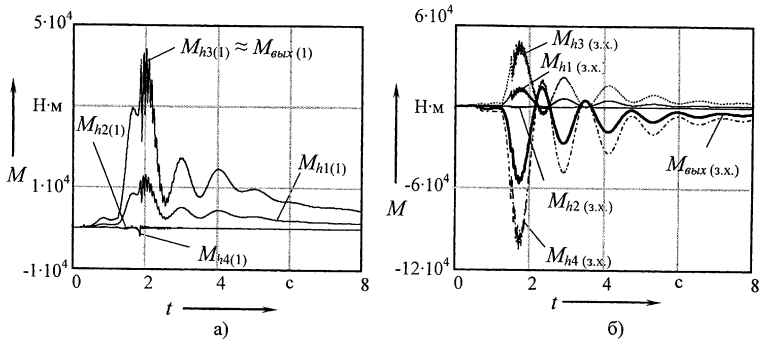


Рис. 3. Изменение вращающих моментов на водилах планетарной коробки передач при трогании автомобиля БелАЗ-7516 с места:

а — на первой передаче переднего хода, б — на передаче заднего хода

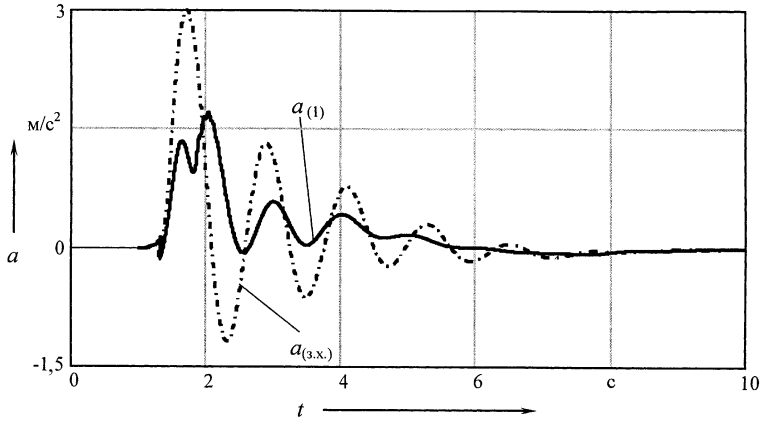


Рис. 4. Изменение ускорений автомобиля БелАЗ-7516 при трогании автомобиля с места

Динамическая модель была сформирована в программном обеспечении "SMM_Model" [3], разработанном в Белорусско-Российском университете.

Показатели определили на двух передачах: на первой переднего хода, где циркуляция мощности заведомо отсутствует, и заднего хода, где есть циркуляция. Сравнение этих двух передач объясняется близкими значениями реализуемых передаточных чисел. На первой передаче переднего хода передаточное число равно 4,555, а на передаче заднего хода 5,033.

Фрикционный тормоз T_1 используется для включения первой передачи переднего хода и передачи заднего хода. Поэтому тормоз T_1 включен предварительно на нейтральной передаче.

Исследование проводилось на детерминированной математической модели гидромеханической трансмиссии полностью загруженного автомобиля [1]. Дорожные условия описывались следующими характеристиками: коэффициент сопротивления качению $f = 0{,}025$; коэффициент продольного сцепления колеса с дорогой $\varphi = 0{,}7$; продольный уклон $h = 1$ %. Начальная угловая скорость коленчатого вала двигателя была принята равной 75 рад/с. Время запаздывания включения фрикционов равно 0,482 с (взято по результатам натурных экспериментов). Характеристики изменения положения педали подачи топлива γ и давления p в гидроцилиндрах тормозов T_3 и T_4 приведены на рис. 2. Изменение положения педали подачи топлива и давлений в гидроцилиндрах фрикционных тормозов при трогании автомобиля приняты по результатам экспериментов.

Результаты исследований приведены на рис. 3—7 и в табл. 1—4.

Для удобства представления результатов исследования приняты следующие обозначения: вх — входной вал ПКП; вых — выходной вал ПКП; (1) — первая передача переднего хода з. х. — передача заднего хода; a — центральное зубчатое колесо планетарного ряда внешнего зацепления; b — центральное зубчатое колесо планетарного ряда внутрен-

Таблица 1

Значения максимальных амплитуд вращающих моментов на водилах

Включаемая передача	Вращающий момент, Н · м				
	M_{h1}	M_{h2}	M_{h3}	M_{h4}	$M_{вых}$
Первая переднего хода	13037	–2017,7	44020	–1548,2	44007
Заднего хода	14707	–939,7	50661	–106976	–56319

него зацепления; h — водило планетарного ряда. Числа, стоящие после обозначения элементов планетарного ряда a, b и h, соответствуют номерам планетарных рядов. Нумерация планетарных рядов осуществляется слева направо, т. е. от входа к выходу ПКП.

Рассмотрим кривые (рис. 3) изменения вращающих моментов на водилах планетарных рядов ПКП при трогании автомобиля с места.

На первой передаче переднего хода вращающие моменты на водилах не превышают момента на выходном валу ПКП, т. е. циркуляции мощности здесь нет. На передаче заднего хода (рис. 3, *б*) момент на водиле четвертого планетарного ряда больше момента на выходном валу ПКП приблизительно в 2 раза, что свидетельствует о явном наличии циркуляции мощности в данном контуре и о необходимости учитывать данный факт при прочностном расчете водила четвертого планетарного ряда. Однако это не представляет серьезной опасности, поскольку четвертый планетарный ряд работает только на передаче заднего хода, относительное время работы которой невелико (примерно 2,5 % общего пробега).

Значения максимальных амплитуд вращающих моментов на водилах ПКП приведены в табл. 1.

Анализ переходных процессов вращающих моментов на водилах ПКП при трогании автомобиля с места позволил установить:

1) при отсутствии циркуляции мощности вращающие моменты на водилах планетарных рядов не превышают момента на выходе ПКП (незначительное превышение максимальной амплитуды на водиле третьего планетарного ряда свидетельствует о том, что часть мощности (примерно 3,5 % мощности, подводимой к выходному валу ПКП) циркулирует и на первой передаче переднего хода);

2) в связи с наличием циркуляции мощности вращающий момент на водиле четвертого ряда превышает момент на выходе ПКП в 1,9 раза;

3) максимальная амплитуда момента на выходе ПКП на передаче заднего хода выше, чем на первой передаче переднего хода в связи с различием в передаточных числах (кроме того, максимальные амплитуды вращающих моментов на выходе ПКП сильно зависят от начальной угловой скорости коленчатого вала двигателя, так как угловая скорость инерционного элемента J_9 (взаимодействующего с тормозом T_3 для включения первой передачи переднего хода) более чем в 2 раза превышает скорость сосредоточенной массы J_{10} (соединенной с тормозом T_4 для включения передачи заднего хода) и при увеличении начальной угловой скорости коленчатого вала двигателя наблюдается тенденция к повышению разности максимальных амплитуд $M_{вых(1)} - M_{(з.х)}$;

4) имеются планетарные ряды, которые не участвуют в преобразовании параметров потока мощности, что подтверждают небольшие значения передаваемых ими вращающих моментов (по сравнению с вращающими моментами на остальных планетарных рядах они на порядок ниже);

5) динамические нагрузки в элементах ПКП достигают экстремальных значений приблизительно через 0,1—0,2 с после включения ступени.

Таблица 2

Значения максимальных амплитуд мощностей

Элемент планетарного ряда	Максимальное значение амплитуды мощности $P_{\max j}$		Значение отношения $P_{\max j}/P_{\max\ вх.}$ на передаче заднего хода
	на первой передаче переднего хода	на передаче заднего хода	
a_1	0	0	0
h_1	485,144	631,476	0,994
b_1 (вход)	–487,987	–635,065	1
a_2	29,1515	13,873	0,022
h_2	8,2361	32,174	0,051
b_2	–31,275	–46,63	0,073
a_3	–519,937	–649,18	1,022
h_3	494,015	–569,73	0,897
b_3	381,23	1198,46	1,887
a_4	2,0181	–1182,444	1,862
h_4	–18,484	1160,32	1,827
b_4	18,695	176,77	0,278
На выходе	485,19	615,796	0,97

Таблица 3

Оценочные показатели плавности и динамичности движения автомобиля

Показатель	Передача	
	первая переднего хода	заднего хода
$a_{\max}$, м/с^2	1,698	2,99
I_a	1,59	1,472
$t_{(a)}$	9,1	8,6
$\nu_{(a)}$	3	5

Таблица 4

Оценочные показатели трансформации параметров потока мощности планетарной коробкой передач

Показатель	Передача	
	первая переднего хода	заднего хода
$K_{\max}$, м/с^2	7,7652	13,181
η	0,97686	0,93839
$t_{(k)}$	8,402	9,005
$\nu_{(k)}$	3	6

Таким образом, имеются все основания утверждать, что циркуляции мощности в ПКП при движении автомобиля задним ходом и особенно при трогании с места в этом направлении увеличивает динамическую нагруженность на элементах ПКП, образующих контур циркуляции.

Для определения контуров циркуляции мощности в ПКП на включаемой передаче и наиболее нагруженных элементов ПКП использовались значения мощности на элементах планетарных рядов. Значения максимальных амплитуд мощностей на элементах ПКП при трогании автомобиля на передаче заднего хода приведены в табл. 2.

Из анализа изменения мощностей следует:

1) значения мощности на элементах планетарных рядов при отсутствии циркуляции мощности по абсолютной величине не превышают значение мощности на входном валу ПКП;

2) на передаче заднего хода (присутствует циркуляция) значения мощности элементов планетарных рядов, входящих в контур циркуляции, больше мощности на входном валу ПКП, причем на элементах b_3, a_4, h_4 они превышают их более чем в 1,8 раза;

3) на элементах второго и четвертого планетарных рядов при включении первой передачи переднего хода и второго планетарного ряда при включении заднего хода максимальные значения амплитуд мощностей на порядок ниже чем на остальных элементах ПКП (кроме элементов ПКП, связанных с включенными тормозами);

4) амплитуды мощностей достигают максимальных значений, как и вращающих моментов на водилах, приблизительно через 0,1—0,2 с после включения передачи.

Влияние циркуляции мощности на плавность и динамичность движения автомобиля

Графики ускорений автомобиля при трогании с места приведены на рис. 4.

Из рис. 4 видно, что максимальная амплитуда ускорения на передаче заднего хода значительно превышает максимальную амплитуду на первой передаче переднего хода. Колебательность ускорения на передаче заднего хода также выше, причем изменяется знак ускорения на передаче заднего хода 5 раз, а на первой передаче переднего хода 2 раза. Поэтому для оценки влияния циркуляции мощности на показатели динамичности был использован интегральный показатель (табл. 3). Интегральный показатель определялся как разность площадей, образуемых положительным и отрицательным значениями ускорения. Учитывая, что на передаче заднего хода площадь

кривой ускорения и максимальное значение амплитуды по абсолютной величине, расположенные в отрицательной области, больше чем на первой передаче переднего хода, можно однозначно утверждать, что циркуляция мощности в ПКП ухудшает плавность движения автомобиля.

Показатели качества для оценки плавности и динамичности движения в процессе трогания автомобиля с места приведены в табл. 3.

Анализ табл. 3 позволил сделать следующие выводы.

1. Циркуляция мощности ухудшает плавность движения автомобиля, так как колебательный характер процесса ускорения автомобиля на передаче заднего хода выше на 40 %. Кроме того, на передаче заднего хода ускорение меняет 5 раз знак (рис. 4), а на передаче переднего хода 2 раза.

2. Циркуляция мощности, с одной стороны, значительно увеличивает максимальное значение амплитуды ускорения и, с другой стороны, снижает интегральный показатель на 8,02 %, а время переходного процесса на 5,8 %. Для исследования влияния циркуляции мощности на динамичность автомобиля был использован график скоростей автомобиля (рис. 5), из которого следует, что циркуляция мощности снижает показатели динамичности автомобиля.

Исследуем влияние циркуляции мощности на трансформацию параметров потока мощности. Трансформацию угловых скоростей можно оценивать, как известно, либо с помощью передаточного отношения i либо с помощью обратной его величины — передаточного числа. В данном конкретном случае взято именно передаточное отношение, поскольку при трогании автомобиля с места угловая скорость выходного вала ПКП равна нулю и передаточное число превращается в бесконечность, т. е. теряет физический смысл. В качестве оценочного критерия трансформации вращающих моментов был принят коэффициент трансформации ПКП. Графики изменения передаточного отношения и коэффициента трансформации ПКП при переходном процессе в процессе трогания автомобиля с места приведены на рис. 6, 7, а оценочные показатели трансформации параметров потока мощности — в табл. 4.

Рассмотрим полученные результаты.

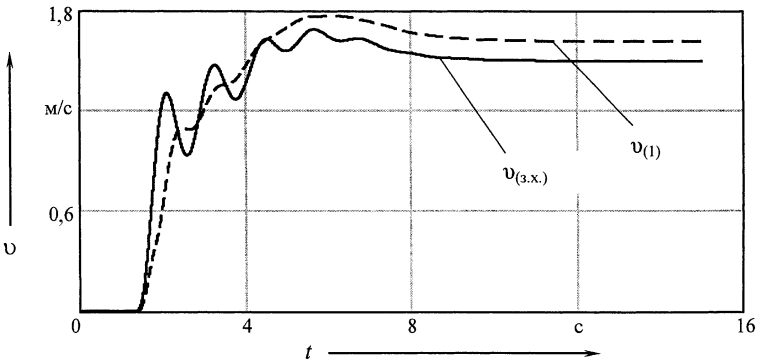


Рис. 5. Изменений скоростей автомобиля БелАЗ-7516 при трогании автомобиля с места

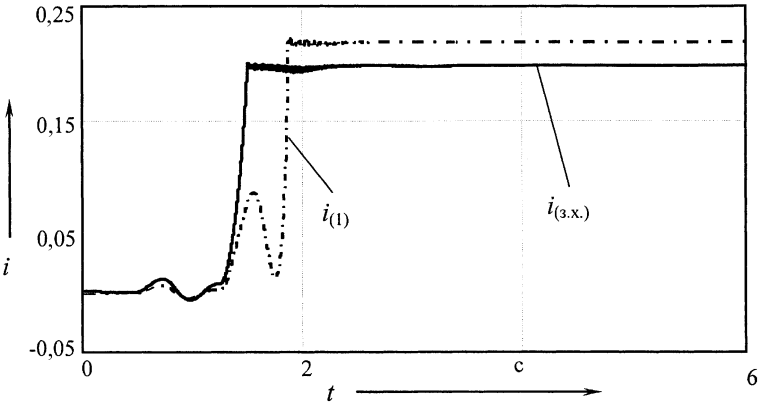


Рис. 6. Изменение передаточных отношений планетарной коробки передач при трогании с места автомобиля БелАЗ-7516

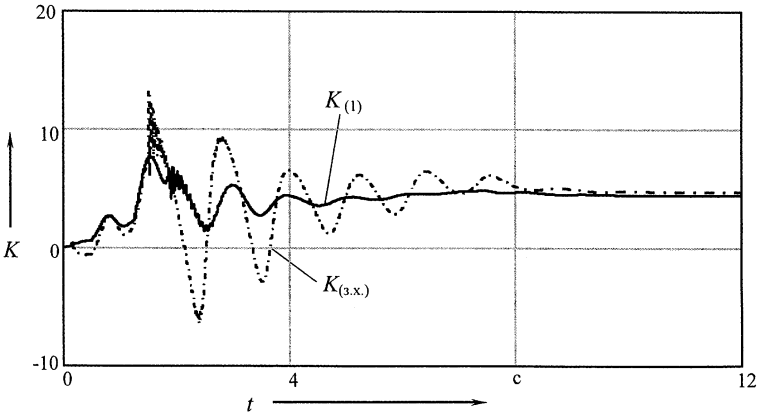


Рис. 7. Изменение коэффициента трансформации планетарной коробки передач при трогании с места автомобиля БелАЗ-7516

Циркуляция мощности не влияет на трансформацию фазовых переменных типа потока (на трансформацию угловой скорости), потому что передаточное отношение ПКП на передаче заднего хода изменяется точно так же, как и на первой передаче переднего хода. Более того, кривые имеют совершенно аналогичный вид. Колебательный характер изменения передаточного отношения при включении первой передачи переднего хода обусловлен изменением скорости нарастания давления в гидроцилиндре включаемого фрикционного тормоза. Но на трансформацию вращающих моментов циркуляция влияет, причем довольно сильно (рис. 7): при наличии циркуляции мощности амплитуда переходной характеристики коэффициента трансформации на 50 % больше (рис. 7 и табл. 4), а время $t_{(к)}$ — на 6,7 %. Максимальное значение амплитуды коэффициента трансформации при наличии циркуляции мощности в 1,7 раза больше чем на первой передаче переднего хода (где циркуляция мощности отсутствует).

Циркуляция мощности отрицательно сказывается и на КПД ПКП. КПД на установившемся режиме меньше на 4,1 %, поскольку мощность, подводимая к выходному валу ПКП, разделяется на два потока, один из которых идет к ведущим колесам автомобиля, а второй возвращается в коробку передач, т. е. образует замкнутый контур циркуляции, повышая мощность на элементах планетарных рядов и снижая мощность, подводимую к ведущим колесам автомобиля.

Заключение

Разработана методика проведения численного анализа циркуляции мощности в ПКП с учетом динамических процессов, позволившая провести исследования ПКП автомобиля БелАЗ-7516 и установить следующее:

циркуляция мощности не влияет на трансформацию угловых скоростей ПКП; снижает КПД ПКП на установившемся режиме на 4,1 %; увеличивает колебательный характер переходной характеристики коэффициента трансформации ПКП на 50 %, а время переходного процесса на 6,7 % с увеличением максимального значения амплитуды в 1,7 раза;

ухудшает плавность и динамичность движения автомобиля, увеличивая колебательность ускорения автомобиля на 40 %, и снижает время переходного процесса на 5,8 %, а интегральный показатель на 8,02 %, причем количество изменений знака переходной характеристики ускорения увеличилось в 2,5 раза;

увеличивает динамическую нагруженность элементов ПКП, входящих в контур циркуляции, при этом на некоторых водилах ПКП динамические нагрузки превышают момент на выходе ПКП более чем в 1,9 раза.

Установлено, что значения максимальных амплитуд мощностей элементов ПКП, входящих в контур циркуляции, превышают более чем в 1,8 раза максимальную амплитуду мощности на входе ПКП.

Предлагаемая методика численного анализа циркуляции мощности с учетом динамических процессов может быть использована при исследовании замкнутых контуров силовых трансмиссий многоосных автомобилей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов [Текст] / В. П. Тарасик. — Минск: ДизайнПРО, 2004. — 640 с.
2. **Тракторы.** Проектирование, конструирование и расчет: учебник для вузов [Текст] / И. П. Ксеневич [и др.]; под ред. И. П. Ксеневича. — М: Машиностроение, 1991. — 544 с.
3. **Тарасик, В. П.** Прикладное программное обеспечение для моделирования объектов макроуровня [Текст] / В. П. Тарасик, И. А. Евсеенко // Автоматизация и современные технологии. — 2007. — № 4. — С. 11—18.

Темпы мая

31 мая все производственные подразделения единой технологической цепочки "КАМАЗа", включая главные сборочные конвейеры автомобилей и двигателей, завершили выполнение плана на май 2010 года.

Автомобильный завод выпустил в этом месяце 2932 машкомплекта, в том числе 2655 грузовых автомобилей и 277 сборочных и ремонтных комплектов. Всего за пять месяцев изготовлено уже 12,4 тыс. машкомлектов.

"КАМАЗ-Дизель" изготовил 3831 двигатель и силовой агрегат. Выпуск основной продукции завода с начала года составил более 15,3 тыс. единиц.

Перевыполнен в мае план выпуска и отгрузки запасных частей, заметно увеличенный по сравнению с предыдущими месяцами года. С начала года потребители "КАМАЗа" получат этого вида продукции более чем на 3,6 млрд руб.

(По материалам ОАО "КАМАЗ")

УДК 629.113

В. И. Копотилов,
канд. техн. наук,
проф.,
Тюм. высш.
военно-инж.
ком. уч.
(воен. ин-т),
г. Тюмень
E-mail:
tvvku@gmail.com

Оценка топливной экономичности ускоренного движения автомобиля по удельному приращению кинетической энергии

Дается обоснование критерия топливной экономичности ускоренного движения автомобиля. Доказано, что приращение кинетической энергии автомобиля на единицу затрачиваемого топлива определяется произведением индикаторного КПД двигателя на величину механического КПД ускоренного движения. Отмечается, что уровень топливной экономичности ускоренного движения определяется прежде всего величиной нагрузки двигателя, скоростью движения и передаточным отношением трансмиссии.

Ключевые слова: *автомобиль, топливная экономичность, разгон, критерий эффективности, механический КПД ускоренного движения*

Разгон — один из характерных режимов движения автомобилей, на долю которого приходится значительная часть времени их эксплуатации. Так, например, при работе автомобиля в городе на долю разгонов приходится 29—35 % времени его пребывания на линии. Разгон сопряжен с повышенными затратами топлива, поэтому вопрос о топливной экономичности такого режима движения стоит особенно остро.

Известно [1, 2], что при количественной оценке эффективности какого-либо процесса размер полезного эффекта (П) соотносят с понесенными при этом затратами (З):

$$Е = П/З. \qquad (1)$$

Это означает, что, определяя топливную экономичность ускорения, создаваемый автомобилем полезный эффект следует соотносить с количеством Q израсходованного при этом топлива. При таком подходе оценка эффективности ускорения производится по величине полезного эффекта, создаваемого автотранспортным средством в расчете на единицу израсходованного топлива, а выбор наиболее эффективного варианта сводится к решению следующей задачи:

$$Е_{max} = \max Е(x);$$
$$x \in X,$$
$$Q \leqslant Q_д,\ П \geqslant П_д, \qquad (2)$$

где X — множество вариантов достижения, допустимых по условиям данной задачи; $Q_д$ — предельный расход топлива; $П_д$ — минимально необходимая величина полезного эффекта.

Критерий (2) означает, что наибольшая эффективность ускорения присуща тому автомобилю, который, создавая требуемую величину полезного эффекта и не превышая установленное количество топлива, обеспечивает наибольший полезный эффект в расчете на единицу израсходованного топлива.

В качестве меры полезного эффекта, создаваемого автотранспортным средством (АТС) в процессе разгона, может выступать прирост его кинетической энергии. В этом случае разгон автомобиля оценивается с позиций эффективности процесса превращения энергии расходуемого им топлива в кинетическую энергию его движения, а автомобиль выступает как механическая система, реализующая этот процесс.

Исходя из указанных выше теоретических посылок, мгновенный показатель топливной экономичности ускоренного движения $Э_{уд}$ следует определять в виде отношения элементарного приращения кинетической энергии dТ автомобиля к элементарному количеству топлива dQ, израсходованного им за этот же элементарный промежуток времени dt, т. е.

$$Э_{уд} = dТ/dQ. \qquad (3)$$

Элементарное приращение кинетической энергии определяется разницей элементарной работы, совершаемой движущей силой автомобиля, т. е. приведенной к ведущим колесам индикаторной силой тяги P_i, и суммой работ, со-

вершаемых внутренними и внешними силами сопротивления движению:

$$dT = P_i dS = \Sigma dA_k, \quad (4)$$

где $dA_k = P_k dS$ — элементарная работа k-й силы сопротивления (P_k), приведенной к ведущим колесам, на элементарном перемещении dS автомобиля.

Индикаторная сила тяги

$$P_i = M_i i_{mp}/r, \quad (5)$$

где M_i — индикаторный момент двигателя, Н · м; i_{mp} — передаточное отношение трансмиссии; r — радиус колес, м.

Элементарное количество топлива (dQ, л), израсходованное автомобилем при его перемещении на элементарное расстояние dS (м), можно выразить формулой

$$dQ = 10^{-5} q_i P_i dS, \quad (6)$$

где q_i — удельный индикаторный расход топлива автомобилем, л/(100 км · Н).

Значение q_i выражается формулой [3]:

$$q_i = \frac{g_i}{36000\rho_m} = \frac{1}{10\rho_m \eta_i H_u}, \quad (7)$$

где g_i — удельный индикаторный расход топлива двигателем, г/(кВт · ч); ρ_m — плотность топлива, кг/л; η_i — индикаторный КПД двигателя; H_u — низшая тепла сгорания топлива, МДж/кг.

Подставляя выражения (4) и (6) в формулу (3), получим

$$Э_{уд} = \frac{10^5}{q_i}\left(1 - \sum_1^n P_k/P_i\right). \quad (8)$$

Показатель $Э_{уд}$ (8) представляет собой размерную величину, характеризующую приращение кинетической энергии автомобиля (в Дж) в расчете на 1 л топлива, расходуемого в процессе разгона. Выражение в скобках можно рассматривать как мгновенный механический КПД автомобиля при его ускоренном движении:

$$\eta_м^у = 1 - \sum_1^n P_k/P_i. \quad (9)$$

Действительно,

$$\left(1 - \sum_1^n P_k/P_i\right) = \left(P_i - \sum_1^n P_k\right)/P_i =$$

$$= \left(dA_i - \sum_1^n dA_k\right)/dA_i = dT/dA_i.$$

Так как последнее выражение представляет собой отношение элементарного приращения кинетической энергии АТС (т. е. полезные затраты энергии) к элементарной величине суммарных затрат, то его и следует расценивать как механический КПД ускоренного движении автомобиля.

Все силы сопротивления движению автомобиля можно разделить на внутренние (P_k^i) и внешние (P_k^e), поэтому

$$\sum_1^n P_k = \sum_1^n P_k^i + \sum_1^n P_k^e. \quad (10)$$

Тогда КПД ускоренного движения автотранспортного средства можно представить через доли внутренних и внешних сил сопротивления:

$$\eta_м^у = 1 - \sum_1^n P_k^i/P_i - \sum_1^n P_k^e/P_i = 1 - \xi_i - \xi_e, \quad (11)$$

где ξ_i и ξ_e — коэффициенты соответственно внутренних и внешних механических потерь,

$$\xi_i = \sum_1^n P_k^i/P_i, \quad \xi_e = \sum_1^n P_k^e/P_i. \quad (12)$$

По физическому смыслу коэффициенты ξ_i и ξ_e — это доли механической работы, совершаемой соответственно внутренними и внешними силами сопротивления движению. Согласно выражению (11) всякое уменьшение доли как внешних, так и внутренних сил сопротивления движению приводит к увеличению механического КПД, а возрастание последнего — к повышению эффективности расхода топлива в процессе разгона.

Механический КПД ускоренного движения автомобиля можно выразить и через удельную величину силы инерции:

$$\eta_м^у = 1 - \sum_1^n P_k/P_i =$$

$$= \left(P_i - \sum_1^n P_k\right)/P_i = P_j/P_i, \quad (13)$$

где P_j — приведенная сила инерции автомобиля.

При этом

$$P_j = jm\delta, \quad (14)$$

где j и δ — ускорение и коэффициент учета вращающихся масс автомобиля; m — полная масса автомобиля.

Из формулы [14] следует, что при разгоне механический КПД $\eta_{м}^{у}$ численно равен доле приведенной силы инерции в силовом балансе автомобиля или, что равносильно, доле индикаторной мощности двигателя, которая собственно и затрачивается на приращение кинетической энергии автомобиля.

Учитывая выражения (7) и (9), показатель топливной экономичности ускоренного движения (8) можно представить следующим образом:

$$Э_{уд} = 10^6 H_u \rho_m \eta_i \eta_{м}^{у}. \qquad (15)$$

Из формулы (15) следует, что при разгоне топливная экономичность автомобиля непосредственно определяется только двумя факторами: индикаторным КПД двигателя и механическим КПД ускорения. Отметим, что в условиях эксплуатации значение как первого, так и второго показателя, в свою очередь, зависит от задаваемого режима работы двигателя, скорости движения автомобиля и некоторых других факторов. Таким образом, можно утверждать, что влияние этих факторов сказывается на топливной экономичности опосредовано и только в том случае, если они влияют на величину индикаторного КПД двигателя или механический КПД ускоренного движения автомобиля. Остановимся на анализе влияния некоторых из факторов.

Вначале рассмотрим влияние подачи топлива, определяющей интенсивность разгона.

Учитывая выражение (13), формулу (15) топливной экономичности ускоренного движения автомобиля представим следующим образом:

$$Э_{уд} = 10^6 H_u \rho_m \eta_i \frac{P_j}{P_i}. \qquad (16)$$

Из формулы (16) следует, что топливная экономичность ускоренного движения автомобиля при прочих равных условиях тем выше, чем больше удельная величина (доля) силы его инерции (или мощности). В свою очередь, доля силы инерции (P_j/P_i) тем больше, чем больше коэффициент подачи топлива, т. е. величина удельного расхода топлива на 1 оборот коленчатого вала и единицу рабочего объема двигателя:

$$\lambda = g_{ov}/g_{ov}^{max}, \qquad (17)$$

где g_{ov} — удельный расход топлива двигателя, мг/(об. · л); g_{ov}^{max} — наибольший удельный расход топлива, двигателя, мг/(об. · л).

Следовательно, увеличение нагрузки двигателя и соответственно интенсивности разгона автомобиля способствует повышению топливной экономичности ускоренного движения. Наглядное представление о влиянии степени нагрузки двигателя на топливную экономичность ускоренного движения грузового бензинового автомобиля дают представленные на рис. 1 графики расчетных зависимостей удельного приращения его кинетической энергии $Э_{уд}$ при ускоренном движении на 4-й передаче с различным количеством груза.

Как видно из характера кривых, при коэффициенте подачи топлива $\lambda < (0{,}65—0{,}70)$ по мере увеличения подачи топлива приращение кинетической энергии автомобиля в расчете на единицу количества расходуемого топлива (в кДж/мл) значительно возрастает. Такое изменение показателя эффективности обусловлено, во-первых, значительным увеличением механического

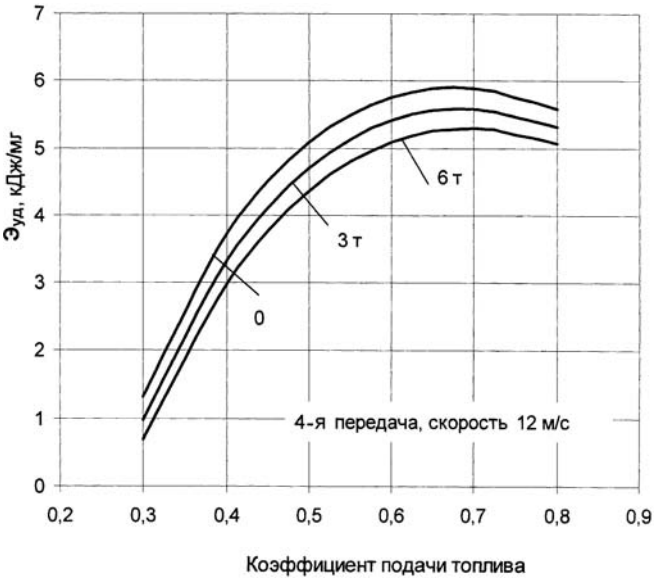


Рис. 1. Влияние нагрузки двигателя на топливную экономичность ускоренного движения грузового бензинового автомобиля

КПД ускоренного движения за счет уменьшения доли внутренних и внешних сопротивлений, т. е. возрастанием доли работы, идущей непосредственно на приращение кинетической энергии автомобиля. Во-вторых, существенное влияние на расход топлива оказывает и изменение индикаторного КПД двигателя, величина которого при увеличении коэффициента нагрузки до величины коэффициента $\lambda \sim 0{,}7$ возрастает, а затем понижается вследствие возрастания неполноты сгорания [4, 5]. Полученные зависимости указывают на то, что наиболее экономичным режимом ускоренного движения является такой, при котором коэффициент λ составляет 65—75 % номинального значения.

Как показывают расчеты, другим важнейшим фактором, определяющим топливную экономичность при ускорении, является скорость движения. Из графиков, представленных на рис. 2, видно, что по мере увеличения скорости движения приращение кинетической энергии автомобиля на единицу израсходованного топлива значительно понижается, т. е. экономичность разгона ухудшается. Такое изменение экономичности автомобиля обусловлено нарастанием по мере увеличения скорости доли внутренних (ξ_i) и внешних (ξ_e) сопротивлений его движению. При этом тенденция нарастания механических потерь столь значительна, что она перекрывает некоторое повышение индикаторного КПД двигателя, обусловленное увеличением частоты вращения коленчатого вала.

Отметим, что влияние скорости движения автомобиля особенно велико при малой подаче топлива. Это вполне закономерно, так как при малых ускорениях автомобиля доля внешних и внутренних сопротивлений с увеличением скорости движения нарастает значительно интенсивнее, поэтому и понижение механического КПД при таком режиме ускорения наиболее ощутимо. Другими словами, большее понижение значений $Э_{уд}$ можно объяснить более интенсивным уменьшением доли мощности, затрачиваемой непосредственно на ускорение, и возрастанием доли мощности, теряемой из-за нарастания сил внутреннего и особенно внешнего сопротивления.

Другим фактором, определяющим топливную экономичность автомобиля при его ускорении, является передаточное отношение трансмиссии, изменение которого осуществляется посредством переключения передач. Расчеты показывают, что уменьшение передаточного числа, т. е. переход к более высоким передачам при прочих равных условиях способствует повышению топливной экономичности. Об этом свидетельствует график изменения показателя удельного расхода топлива, полученный для ускоренного движения грузового автомобиля с бензиновым двигателем на разных передачах (рис. 3), но при одинаковых подаче топлива ($\lambda = 0{,}5$), скорости движения и массе перевозимого груза.

Как видно из представленного графика (рис. 3), при разгоне особенно значительное повышение прироста кинетической энергии автомобиля на единицу расходуемого топлива (на 1,43 кДж/мл) происходит при переходе от 2-й к 3-й передаче. При переходе же от 3-й к 4-й передаче указанный прирост уже небольшой и составляет всего 0,17 кДж/мл. Как показывает анализ, более вы-

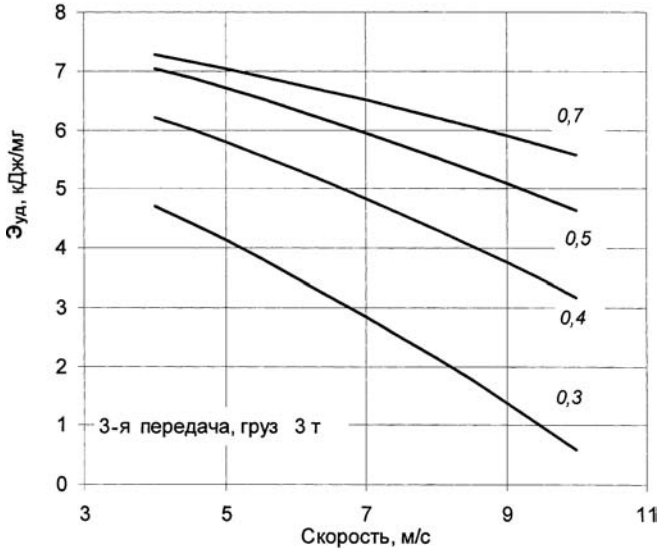


Рис. 2. Влияние скорости движения грузового автомобиля на топливную экономичность его при ускорении на 3-й передаче с грузом 3 т

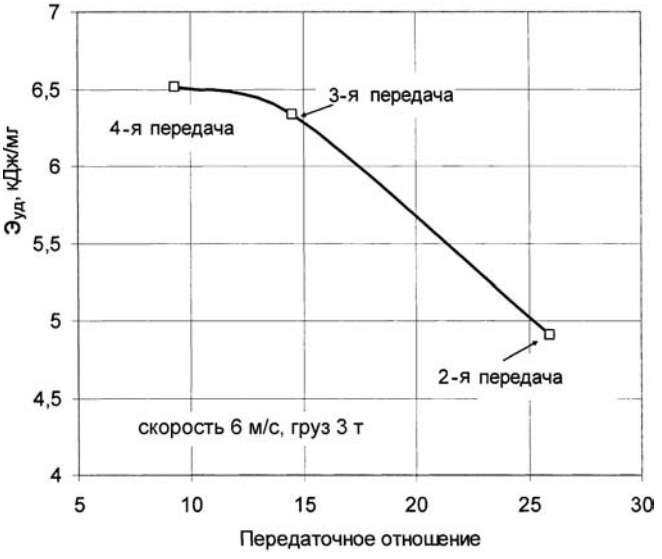


Рис. 3. Зависимость удельного расхода топлива при ускоренном движении грузового автомобиля при различных передаточных отношениях трансмиссии

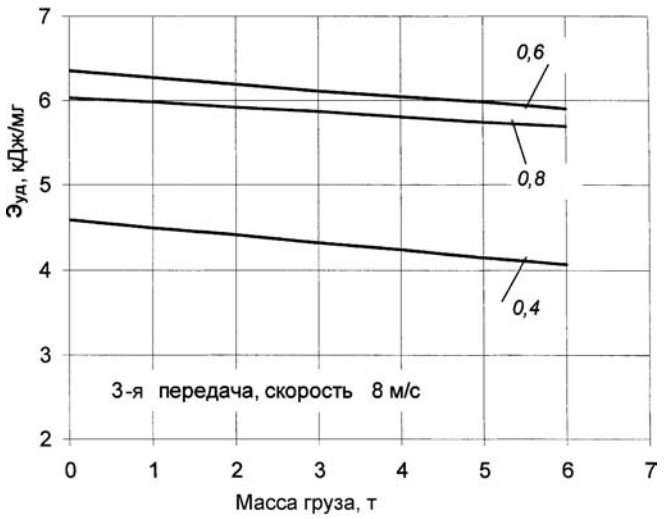


Рис. 4. Влияние полезной нагрузки на топливную экономичность ускоренного движения бензинового грузового автомобиля грузоподъемностью 6 т

сокая топливная экономичность ускоренного движения автомобиля на повышенных передачах связана с тем, что на этих передачах уменьшается доля внутренних сил сопротивления движению (особенно двигателя), в результате чего повышаются механический КПД ($\eta_м^у$) и соответственно топливная экономичность при ускорении.

Как известно, в условиях эксплуатации в широком диапазоне изменяется полезная нагрузка, в результате чего полная масса АТС может изменяется в 2 и более раз. На первый взгляд, если исходить из формулы (16), такое большое изменение массы перевозимого груза должно вызывать столь же большое изменение и топливной экономичности ускоренного движения. Однако, как показывают расчеты, при движении автомобиля по горизонтальной ровной асфальтобетонной дороге изменение массы груза не оказывает столь значительного влияния на топливную экономичность ускорения (рис. 4).

Объясняется это тем, что приведенная сила инерции [см. выражение (14)] от полной массы АТС почти не зависит, так как увеличение его массы при прочих равных условиях сопряжено с соответствующим уменьшением величины развиваемого ускорения, поэтому $P_j = jm\delta \approx$ $\approx$ const. При этом некоторое понижение топливной экономичности (рис. 4) обусловлено тем, что с увеличением количества перевозимого груза возрастает доля внешних сил сопротивления движению.

Таким образом, теоретический анализ показывает, что топливная экономичность ускоренного движения АТС определяется непосредственно двумя факторами: индикаторным КПД его двигателя и механическим КПД ускоренного движения автомобиля. К числу основных факторов, оказывающих опосредованное влияние на топливную экономичность разгона автомобиля, относятся прежде всего нагрузочный режим работы его двигателя, передаточное отношение трансмиссии и скорость движения. При увеличении нагрузки двигателя и соответствующего повышения интенсивности разгона изменения индикаторного КПД и механического КПД ускоренного движения приводят к тому, что топливная экономичность ускорения автомобиля возрастает. Повышению топливной экономичности движения способствует также и уменьшение передаточного отношения трансмиссии. По мере увеличения скорости вследствие повышения доля внутренних и внешних сопротивлений движению экономичность разгона понижается.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Теория** управления. Терминология. Вып. 107 [Текст]. — М.: Наука, 1988. — 56 с.
2. **Чумаков, Н. М.** Оценка эффективности сложных технический устройств [Текст] / Н. М. Чумаков, Е. И. Серебряный. — М.: Советское радио, 1980. — 192 с.
3. **Копотилов, В. И**. Аналитические методы определения эксплуатационного расхода топлива и оценки топливной экономичности автомобилей [Текст] / В. И. Копотилов. — Тюмень: ООО "Вектор-Бук", 2008. — 343 с.
4. **Автомобильны**й двигатель ЗИЛ-130: Под ред. А. М. Кригера [Текст]. — М.: Машиностроение, 1973. — 264 с.
5. **Автомобильные** и тракторные двигатели. Ч. 1. Теория двигателей и системы их топливоподачи: Под ред. проф. И. М. Ленина [Текст]. — М.: Высшая школа, 1976. — 368 с.

УДК 629.014.5

Е. Е. Баженов,
канд. техн. наук,
доц.,
А. В. Вьюхин,
инж.; Уральск.
гос. техн. ун-т —
УПИ
(г. Екатеринбург)
E-mail:
st194@yandex.ru

Возможность применения сочлененных транспортных систем в добывающих отраслях экономики

Рассмотрена возможность использования сочлененных транспортных систем в добывающих отраслях национальной экономики. Приведены основные варианты применения модульного принципа строения транспортных и технологических систем в лесной промышленности и сельском хозяйстве. Показана эффективность использования сочлененных транспортных систем в горнодобывающей промышленности при открытой разработке месторождений полезных ископаемых.

Ключевые слова: *сочлененная транспортная система, модульный принцип построения транспортных систем, полноприводные транспортные системы.*

Применение полноприводных транспортных систем на основе активизации прицепного состава и использование сочлененных транспортных и технологических машин является одним из перспективных направлений в решении многих задач, возникающих при эксплуатации транспортных и технологических комплексов в условиях зимних дорог, грунтовых дорог в период распутицы и в других специфических условиях.

Понятие "сочлененная транспортная система" (СТС) весьма широко и включает в себя целый спектр машин, имеющих как минимум, две секции, соединенные между собой шарниром с одной или более степенями свободы. Как частный, но довольно широко распространенный, случай СТС следует рассматривать автопоезда с активными прицепами или активные СТС (АСТС).

Применение АСТС и СТС в отраслях горнодобывающего комплекса, сельского хозяйства, а также в отраслях лесного, нефтегазового комплексов и других сырьевых отраслях экономики дает возможность создания широкого диапазона технологических и транспортных систем.

Проблема улучшения эксплуатационных свойств транспортных систем относится к одной из основных в машиностроении, решение которой должно вестись по различным направлениям: увеличение производительности, повышение экономических и улучшение экологических показателей, повышение эксплуатационной надежности, усовершенствование и автоматизация систем управления транспортными системами и т. д.

Применение СТС и АСТС позволяет отказаться от большегрузных самосвалов, имеющих коэффициент грузоподъемности 1,5—1,7, а, используя энергетический модуль в составе с прицепным звеном, можно уменьшить общую массу транспортной системы более чем на 50 % с увеличением коэффициента грузоподъемности до 3,5—4.

Проведем анализ традиционных транспортных систем, работающих на открытых горных разработках. Как правило, в качестве транспортной единицы, используются автомобили-самосвалы семейства БелАЗ. В качестве основных сравнительных характеристик примем следующие: $Q_а$ — грузоподъемность, т; $G_т$ — собственная масса транспортного средства, т; N — мощность двигателя, кВт; k — коэффициент грузоподъемности

$$k = Q_а/G_т.$$

Таблица 1

Сравнительная характеристика автомобилей-самосвалов

Автомобиль	$Q_а$, т	$G_т$, т	N, кВт	k
БелАЗ-75450	45	35	447	1,3
БелАЗ-75570	90	74	783	1,2
БелАЗ-75170	160	134	1600	1,3
БелАЗ-75302	220	151,6	1715	1,45
МАЗ-555131	8	10,2	140	0,7
МАЗ-555102-220	8	10	169	0,8
КАМАЗ-65111	14	11,05	180	1,27
КАМАЗ-6540	18,5	12,35	191	1,5

Анализ технических характеристик (табл. 1) показывает, что автомобили-самосвалы БелАЗ не являются исключением среди других грузовых автомобилей (для сравнения приведены в табл. 1) по значению коэффициента грузоподъемности.

Как указывалось выше, АСТС состоят как минимум из двух секций, одна из которых может выполнять как транспортную, так и технологическую функцию. Прицепное звено в составе автопоезда является секцией, осуществляющей технологическую функцию.

Рассмотрим характеристики выпускаемых отечественной промышленностью большегрузных прицепов. В качестве сравниваемых параметров примем следующее:

— марка и модель базового тягача;

— $Q_п$ — грузоподъемность прицепа, т;

— $G_п$ — собственная масса прицепа, т;

— $k_п$ — коэффициент грузоподъемности прицепа;

— N — мощность двигателя базового тягача, кВт;

— $Q_т$ — грузоподъемность тягача, т;

— $G_т$ — собственная масса базового тягача, т;

— $k_а$ — отношение массы прицепа с полной нагрузкой к полной массе тягача.

Коэффициент грузоподъемности прицепа определяется аналогично коэффициенту грузоподъемности автомобилей-самосвалов. Для сравнения соотношения полной массе прицепа и тягача введем понятие коэффициента полной массы автопоезда $k_а$. Коэффициент полной массы автопоезда определим как отношение полной массы прицепа к полной массе тягача

$$k_а = G_п + Q_п/(G_т + Q_т).$$

Результаты анализа приведены в табл. 2.

Повышение грузоподъемности прицепа повышает его коэффициент грузоподъемности (табл. 2). Это объясняется, в частности, повышением числа колес.

Как видно из представленных данных независимо от грузоподъемности прицепа, коэффициента его грузоподъемности и типа тягача значение коэффициента полной массы автопоездов находится в пределах 0,7—1,5. Причина заключается в том, что в качестве тягачей используются универсальные транспортные средства, предназначенные как для перевозки грузов на грузовой платформе, так и для буксировки прицепов.

Если определить, например, для прицепа ЧМЗАП-95201 необходимую массу тягового звена по условиям сцепления колес с грунтом, то она окажется 7,7 т, что соответствует собственной массе автомобиля КАМАЗ-65116.

Эффективность транспортной операции возрастает, если массу перевозимого груза располагать не на самом тягаче, а на прицепе, имеющем больший коэффици-

Таблица 2

Сравнительная характеристика прицепного состава

Прицеп	$Q_п$, т	$G_п$, т	$k_п$	Базовый тягач	$N_т$, кВт	$G_т + Q_т$, т	$k_а$
СЗАП-9517	25	7,5	3,3	КАМАЗ-65116	180	22,8	1,42
МАЗ-937900-010	30	13	2,3	МАЗ-642205-222	243	24,5	1,76
МАЗ-950600-010	26	8,5	3,6	МАЗ-642205-222	243	24,5	1,4
ЧМЗАМ-95201	33	22	1,5	КАМЗ-65116	180	22,8	2,4

ент грузоподъемности. Тягачом в таком случае будет выступать тяговое звено, на котором располагается только силовой агрегат, осуществляющий привод на колеса тягового и прицепного звеньев, обеспечивая достаточные для движения силы.

Рассмотрим возможность создания сочлененной транспортной системы с большегрузным прицепным звеном и соответствующим ему по сцепным возможностям тяговым звеном. В качестве аналога по грузоподъемности примем автомобиль-самосвал БелАЗ-75170 (табл. 1) и коэффициент грузоподъемности большегрузного прицепа $k_п = 4$.

Рассчитаем основные параметры сочлененного транспортного средства.

1. Определение полной массы прицепного звена.

Грузоподъемность прицепного звена

$$Q_п = 160 \text{ т}.$$

Собственная масса прицепного звена

$$G_п = Q_п/k_п = 160/4 = 40 \text{ т}.$$

Полная масса прицепа

$$G_п = Q_п + G_п = 160 + 40 = 200 \text{ т}.$$

2. Определение силы, необходимой для буксировки груженого прицепа.

Дорожные условия открытых горных разработок:

— коэффициент сопротивления качению $f = 0{,}02$;

— руководящий уклон $i = 7—10$ % (соответствует углу подъема $\alpha \approx 6°$);

— рабочая скорость транспортной системы $v = 10$ км/ч = 2,78 м/с.

Сила суммарного сопротивления движению прицепного звена.

$$P_{\psi п} = G_п(f\cos\alpha + \sin\alpha).$$

$$P_{\psi п} = 200 \cdot 9{,}8(0{,}02 \cdot 0{,}99 + 0{,}174) = 380 \text{ кН}.$$

Для равномерного прямолинейного движения к буксирному устройству прицепного звена необходимо приложить силу ($P_{кр}$), равную силе суммарного сопротивления движению, т. е.

$$P_{кр} = P_{\psi п}.$$

3. Определение мощности, затрачиваемой на буксировку прицепного звена

$$N_п = P_{кр}v,$$

где $N_п$ — мощность, затрачиваемая на буксировку прицепного звена, кВт.

$$N_п = 380 \cdot 2{,}78 \approx 1100 \text{ кВт}.$$

4. Определение мощности двигателя тягача

$$N_д = N_п/\eta_{тр},$$

где $N_д$ — мощность двигателя тягача, кВт; $\eta_{тр} \approx 0{,}8$ — КПД.

$$N_д = 1100/0{,}8 = 1375 \text{ кВт}.$$

С учетом запаса мощности на преодоление непредвиденных сопротивлений эффективную мощность двигателя следует принять на 10—15 % выше расчетной

$$N_e = N_д + 15\ \% \approx 1600 \text{ кВт}.$$

Рассчитанная мощность соответствует мощности двигателя автомобиля-самосвала БелАЗ-75170.

5. Выбираем массу тягового звена из условия отсутствия буксования ведущих колес.

Условие движения транспортной системы при отсутствии буксования колес

$$P_к \leqslant P_\varphi,$$

где $P_к$ — продольная сила на колесах тягача, кН; P_φ — сила сцепления колес с грунтом (сила тяги по сцеплению), кН,

$$P_\varphi = G_\varphi\varphi,$$

G_φ — сцепная масса тягача, т, $\varphi = 0{,}6—0{,}7$ — коэффициент сцепления ведущих колес с опорной поверхностью для открытых горных разработок.

Для полноприводных систем

$$G_\varphi = G_т.$$

Примем граничное условие по сцеплению, т. е.

$$P_к = P_\varphi.$$

Для возможности буксировать прицеп необходимо, чтобы продольная сила $P_к$ была не меньше суммарной силы сопротивления движению прицепа

$$P_к = P_{\varphi п} = P_{кр},$$

где $P_{кр}$ — сила тяги на крюке тягового звена.

Тогда с учетом предыдущих рассуждений

$$G_т = \frac{P_{\psi п}}{\varphi} = \frac{380}{0{,}6 \cdot 9{,}8} \cong 65 \text{ т}.$$

6. Сравним существующий автомобиль-самосвал грузоподъемностью 160 т с проектируемым по массовым показателям.

	БелАЗ-75170	Проектируемый
Грузоподъемность, т	160	160
Собственная масса, т	134	
Собственная масса тягача, т		65
Масса прицепа, т		40
Полная масса, т	294	265
Коэффициент грузоподъемности	1,19	1,55
Разница в собственной массе существующего и проектируемого автомобиля, т		29

Таким образом, в случае применения тягача с прицепом, когда тягач выполняет только тяговую функцию, перемещение груза осуществляется транспортной системой, имеющей собственную массу на 10 % меньше базовой. Рассматриваемая система обеспечивает транспортную операцию, реализуя тяговые усилия только на колесах тягача.

Рассмотрим тот же вариант транспортной системы, но примем прицепную секцию активной. В этом случае тяговое звено будет выполнять только энергетическую функцию, т. е. на ней будет располагаться силовая установка, а силовой поток будет передаваться на ведущие колеса прицепной секции и частично на колеса тягового звена, обеспечивая возможность его автономного перемещения.

Примем удельную мощность двигателя 0,25 кВт/т. В этом случае масса тягового звена, где будет располагаться силовая установка, с учетом массы рамы, ходовой части и дополнительного оборудования составит около 10 т.

Полная масса транспортной системы

$$G = G_{\text{п}} + Q_{\text{п}} + G_{\text{т}} = 160 + 40 + 10 = 210 \text{ т}.$$

Мощность, необходимая для перемещения этой массы, составит около 1600 кВт, что не превышает мощность силовой установки сравниваемого варианта. При этом собственная масса транспортной системы составит 50 т, что на 84 т меньше базовой.

Доработка открытых горных выработок связана с необходимостью движения транспортной системы по дорогам, имеющим большой уклон и невысокий радиус кривизны в плане. Применение колесных транспортных систем в таких условиях нецелесообразно из-за необходимости разворота в ограниченном пространстве, из-за ограничения сцепных свойств колесного движителя по дорогам в карьерах.

В этих условиях наиболее целесообразным является использование многокомплектных короткобазных гусеничных транспортных систем, имеющих возможность двигаться без разворотов, в режиме "тяни-толкай".

Выпускаемые оборонным комплексом транспортные платформы, на которых размещаются некоторые виды вооружения, наиболее подходят для роли тяговых сочлененных транспортных систем в горнодобывающей промышленности.

Таким образом, на основании приведенных расчетов можно сделать вывод о целесообразности разработки комплекса машин для открытых горных выработок на базе СТС и АСТС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Определение** мощности привода активной оси прицепов [Текст] / Е. Е. Баженов, С. И. Голомидов, А. И. Юшков // Эксплуатация лесовозного подвижного состава: межвуз. сб. науч. тр. — Свердловск, 1985. — С. 72—75.
2. **Баженов, Е. Е.** Сочлененные транспортные и технологические системы: монография [Текст] / Е. Е. Баженов. — Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2009. — 173 с.
3. **Проектирование** полноприводных колесных машин: в 2 т. Под общ. ред. А. А. Полунгяна [Текст]. — М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. — 488 с.
4. **Баженов, Е. Е.** Обоснование эксплуатационных показателей автопоезда с активным прицепом: дис. ... канд. техн. наук [Текст] / Е. Е. Баженов. — Свердловск: УЛТИ, 1990. — 230 с.

УДК 625.5

А. П. Куляшов, д-р техн. наук, проф., Нижегородский гос. техн. ун-т;
И. Г. Куклина, канд. техн. наук, Нижегородский гос. арх.-строит. ун-т
E-mail: istkuklina@rambler.ru

Оптимизация процесса выбора специальной автомобильной техники

Статья посвящена разработкам, полученным на кафедре "Строительных и дорожных машин" Нижегородского государственного технического университета (СДМ НГТУ) в области автоматизации и информатизации процессов очистки дорожного полотна в зимний период.

Ключевые слова: *информационная система, дорожная снегоуборочная техника, дорожные условия, база данных.*

Введение

Высокие требования к уровню содержания автомобильных дорог вызывают необходимость постоянного совершенствования организации работ по зимнему содержанию дорог и технического оснащения дорожных организаций. Возможности информационных технологий последнее время позволяют значительно оптимизировать процессы выбора и расчета специальных машин.

Содержание автомобильных дорог в зимний период — дорогостоящий комплекс круглогодично выполняемых работ.

В последние годы дорожные организации стали проявлять интерес к специализированным системам информационного обеспечения для оптимизации процесса выбора специальных машин.

Ниже рассмотрено создание информационной системы, предназначенной для автоматизации поиска необходимого вида техники по очистке дорожного полотна в конкретный момент времени: в зависимости от типа и вида осадков, ширины и значимости трассы, пропускной способности дороги и т. д. Итогом проведенной работы является комплекс информационных моделей, одна из которых позволяет определить тип снегоуборочной техники, а другая выбрать конкретную машину, имеющуюся в базе данных.

Дорожный комплекс представляет собой сочетание полотна дороги, полосы отвода, придорожных территорий, инженерных сооружений (мостов, эстакад, переездов и др.) и находящихся на них автомобилей. Все компоненты дорожного комплекса в зимний период года испытывают воздействие снега и льда.

Спокойный снегопад и слабая верховая метель (со скоростью ветра до 3 м/с) — вот наиболее вероятный вид выпадения осадков зимой. В результате подобных погодных условий образуются равномерные снежные отложения толщиной 0,01—0,3 м, плотность такого снега составляет 0,08—0,15 г/см^3. Значительно более плотные снежные отложения формируются вследствие переноса ветром ранее выпавшего снега. Плотность таких снежных образований напрямую зависит от скорости ветра. При этом при скорости ветра более 10 м/с плотность снега может достигать 0,25—0,35 г/см^3.

Основные трудности зимней уборки связаны с метаморфизмом снега, т. е. способностью изменять свойства за достаточно короткий промежуток времени под действием как климатических условий, так и в результате движения транспортных средств и пешеходов. Поэтому работы по очистке дорог и взлетно-посадочных полос аэродромов должны выполняться в кратчайшие сроки, так как под воздействием перечисленных факторов снег, находящийся на очищаемой поверхности, быстро уплотняется, а затем превращается в снежно-ледяной накат или лед, прочность которого по сравнению с начальным состоянием возрастает в 20—30 раз.

При этом в зависимости от интенсивности движения и физико-

механических свойств снежно-ледовых отложений происходит либо уплотнение, либо разрушение снега. На магистральных автомобильных дорогах с интенсивностью движения свыше 3000 автомобилей в сутки ледовые отложения практически не задерживаются.

В условиях менее интенсивного движения очищается не вся дорога, а только колея, по которой и происходит основное перемещение транспортных средств. В случае, если за время между воздействиями на снежный покров движителей машин проходит время, за которое в нем успевают образоваться новые межкристаллические связи, снег не разрушается, а уплотняется, образуя чрезвычайно прочное опорное основание.

Из изложенного следует, что при выборе комплекса мероприятий для очистки автомобильного дорожного полотна необходимо оптимально подобрать тип снегоуборочной машины для конкретной дорожной ситуации и типа осадков.

Зимнее содержание дорог — работы, проводимые дорожными эксплуатационными организациями для обеспечения бесперебойного и безопасного движения на автомобильных дорогах, включающие очистку дорог от снега, защиту дорог от снежных заносов и борьбу с зимней скользкостью.

Уровень содержания дорог — показатель, отражающий определенное состояние конструктивных элементов автомобильных дорог в тесной связи с создаваемыми условиями движения автомобилей. В действующей нормативно-технической литературе требования к уровню содержания дорог дифференцированы в зависимости от значения автомобильной дороги и интенсивности движения. В настоящее время предусматриваются три уровня содержания автомобильных дорог: допустимый, средний и высокий.

Сотрудниками кафедры СДМ НГТУ разработан комплекс таблиц, который успешно используется при планировании работ по снегоочистке и разбрасыванию песка и соли с целью полной очистки дорожных покрытий (табл. 1—3).

Выбор работ определяется (табл. 1):

а) температурой и тенденцией ее изменения;

б) типом выпадающих осадков (сухой или мокрый снег, дождь и др.);

в) характером дорожного покрытия (наличием снежного наката и др.);

г) стадией снегопада.

Табл. 2 дает информацию, которая может быть использована при выборе типа машин для очистки дорожных покрытий.

Выбор работ определяется:

а) типом дороги;

б) интенсивностью движения;

в) плотностью и толщиной снега.

Программа Snowfall предназначена для автоматического определения операций выбора действий и типов машин, рекомендуемых для поддержания дорожных покрытий в очищенном от снега и льда состоянии. Программа представляет собой .exe файл размером 810 кбайт, после запуска которого появляется окно для выбора операций.

Нажимая меню "Расчет", можно выбрать расчет операций, рекомендуемых для поддержания дорожных покрытий в очищенном от снега и льда состоянии, либо расчет типа машин для выполнения этих операций.

В окне "Расчет выбора действий" (рис. 1) необходимо ввести погодные условия: температуру, ее рост либо падение, тип осадков, дорожные условия и период снегопада.

В окне "Температурные условия" можно выбрать три значения температуры: ниже −18 °С, от −5 до −18 °С и свыше −5 °С. Изменение температуры имеет два значения — рост либо падение.

Также можно задать тип осадков, где возможны варианты — сухой снег, влажный снег и дождь со снегом.

В окне "Дорожные условия" можно выбрать — сухое покрытие, снежный накат, гололед и влажное покрытие.

Таблица 1

Рекомендуемые операции для поддержания дорожных покрытий в зимнее время в очищенном от снега и льда состоянии

Температура, °С	Тип осадков	Изменение температуры	Дорожные условия	Период	Рекомендуемые операции		
					снегоочистка	разбрасывание песка	разбрасывание соли
Свыше –18	Сухой снег	Рост	Сухое покрытие	В начале снегопада	После 1 см снега	После снегоочистки	Нет
				Во время снегопада	Постоянно до полной очистки покрытия	При необходимости и после снегоочистки	"
				После снегопада	Очистка обочин и подчистка	Только на гололедных участках	Только на гололедных участках
		Падение	То же	В начале снегопада	После 1 см снега	После снегоочистки	"
				Во время снегопада	Постоянно до полной очистки покрытия	После снегоочистки	"
				После снегопада	Очистка обочин и подчистка	Только на гололедных участках	"
–18...–5	Сухой снег	Рост	"	В начале снегопада	После 1 см снега	После снегоочистки	"
				Во время снегопада	Постоянно до полной очистки покрытия	Нет	"
				После снегопада	Очистка обочин и подчистка	Только на гололедных участках	"
			Снежный накат	В начале снегопада	Через полчаса после разбрасывания соли	Нет	До накопления 0,5 см снега
				Во время снегопада	Постоянно до полной очистки покрытия	После снегоочистки	При необходимости
				После снегопада	Очистка обочин и подчистка	Только на гололедных участках	Только на гололедных участках
		Падение	Сухое покрытие	В начале снегопада	После 1 см снега	После снегоочистки	Нет
				Во время снегопада	Постоянно до полной очистки покрытия	Нет	"
				После снегопада	Очистка обочин и подчистка	Только на гололедных участках	"
			Снежный накат	В начале снегопада	После 1 см снега	После снегоочистки	"
				Во время снегопада	Постоянно до полной очистки покрытия	То же	"
				После снегопада	Очистка обочин и подчистка	Только на гололедных участках	"

Температура, °С	Тип осадков	Изменение температуры	Дорожные условия	Период	Рекомендуемые операции		
					снегоочистка	разбрасывание песка	разбрасывание соли
Ниже –5	Влажный снег	Рост	Снежный накат	В начале снегопада	Через полчаса после разбрасывания соли	Нет	До накопления 0,5 см снега
				Во время снегопада	Постоянно до полной очистки покрытия	Только на гололедных участках	При необходимости
				После снегопада	Очистка обочин и подчистка	Нет	Только на гололедных участках
			Гололед	В начале снегопада	Нет	"	При появлении гололеда
				Во время снегопада	"	Требуется	Требуется
				После снегопада	Удаление снежной каши	Только на гололедных участках	Нет
		Падение	Снежный накат	В начале снегопада	Через полчаса после разбр. соли	Нет	До накопления 0,5 см снега
				Во время снегопада	Постоянно до полной очистки покрытия	При необходимости	При необходимости
				После снегопада	Очистка обочин и подчистка	Только на гололедных участках	Нет
			Гололед	В начале снегопада	Через полчаса после разбрасывания соли	При необходимости	До накопления 0,5 см снега
				Во время снегопада	Постоянно до полной очистки покрытия	Только на гололедных участках	При необходимости
				После снегопада	Очистка обочин и подчистка	Только на гололедных участках	При необходимости

Данные выбора погодных условий можно вводить в любой последовательности, программа автоматически не позволяет задать невозможную ситуацию. Например, при температуре ниже –18 °С не может идти дождь со снегом, поэтому данную комбинацию ввести невозможно. При выборе температуры ниже –18 °С в окне тип осадков пункт "Дождь со снегом" становится неактивным и наоборот. Для очистки всех условий используется кнопка "Очистить условия".

После введения всех данных и нажатия кнопки "Расчет рекомендуемых операций" программа выдаст необходимые действия по снегоочистке, разбрасыванию соли и песка.

После этого результат расчета можно направить в файл, базу данных или отправить на печать. При сохранении в базе данных новый расчет располагается в начале списка.

Следующее окно программы позволяет произвести выбор снегоуборочной техники в зависимости от значимости дороги (рис. 2).

Необходимо задать тип дороги и интенсивность движения. В окне "Тип дороги" возможны следующие варианты: дороги общегосударственного и рес-

Таблица 2

Допустимые параметры при расчете типа машин для очистки дорожных покрытий

Интенсивность движения, число автомобилей в сутки	Дороги				
	общегосударственного и республиканского значения	областного и краевого значения	местного значения		
			с регулярным автобусным движением в зимнее время	непрерывного действия без автобусного движения	с допускаемым кратковременным перерывом движения
Минимальная ширина полностью очищенной поверхности проезжей части, м					
Более 7000	На всю ширину	7,5	7,5	—	—
3000—7000	7,5	7	7	—	—
1000—3000	7	6	6	—	—
500—1000	6	5	5	—	—
200—500	6	—	—	—	—
Нерегулярное	—	3	3	—	—
Максимальная толщина слоя рыхлого снега на поверхности проезжей части, мм					
Более 7000	16	20	20	—	—
3000—7000	20	30	30	—	—
1000—3000	25	40	40	—	—
500—1000	30	60	60	—	—
200—500	35	—	—	70	—
Нерегулярное	—	70	70	80	—
Допустимая толщина уплотненного слоя снега на покрытии, мм					
Более 7000	—	—	—	—	—
3000—7000	—	—	—	—	—
1000—3000	—	—	—	—	—
500—1000	—	—	—	—	—
200—500	—	—	—	70	—
Нерегулярное	—	50	50	100	100—150
Допустимая толщина уплотненного снега на обочинах, мм					
Более 7000	—	—	—	—	—
3000—7000	50	60	60	—	—
1000—3000	60	70	70	—	—
500—1000	70	80	80	—	—
200—500	80	—	—	130	—
Нерегулярное	—	100	100	150	180—200
Максимальный срок снегоочистки и ликвидации гололеда, ч					
Более 7000	3	3	3	—	—
3000—7000	4	4	4	—	—
1000—3000	5	5	5	—	—
500—1000	6	6	6	—	—
200—500	8	—	—	12	—
Нерегулярное	—	10	10	16	48

Таблица 3

Типы машин, рекомендуемые для поддержания дорожных покрытий в зимнее время в очищенном от снега и льда состоянии

Машины	Предельная плотность снега, г/см^3	Предельная толщина снега, м
Одноотвальные плужно-щеточные автомобильные снегоочистители	0,3	0,7
Двухотвальные плужные автомобильные снегоочистители	0,4	0,8
Двухотвальные тракторные снегоочистители	0,6	1,2
Роторные и фрезерно-роторные снегоочистители	0,7	Не ограничено
Автогрейдеры	0,6	0,6
Бульдозеры	0,7	Не ограничено
Валоразбрасыватели	0,6	1,5

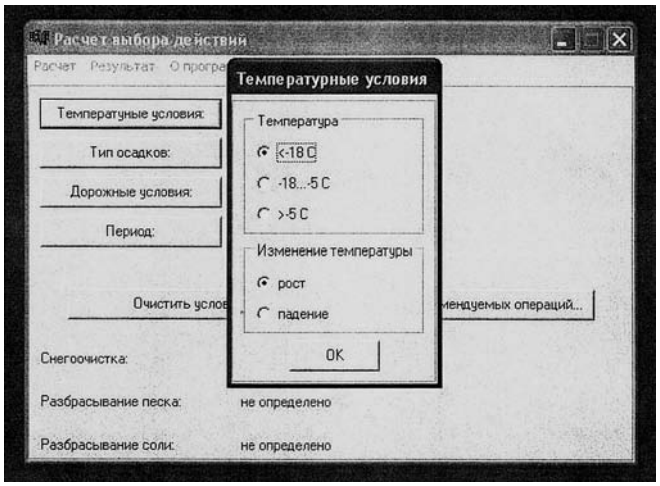


Рис. 1. Работа программы при выборе погодных условий

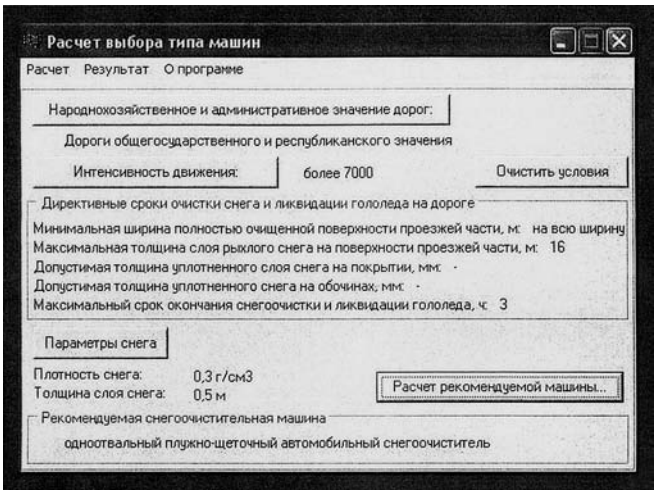


Рис. 2. Указание параметров снежного покрова и выбор типа и значимости дороги

публиканского значения, дороги областного и краевого значения, дороги местного значения с регулярным автобусным движением в зимний период, без автобусного движения и с допускаемым кратковременным перерывом движения.

В окне "Интенсивность движения" задается количество проезжающих транспортных средств в сутки.

После ввода данных появится информация о параметрах дороги, снега, а также сроки выполнения работ.

Для расчета типа рекомендуемой машины для очистки дороги необходимо ввести параметры снега — плотность и толщину. Плотность может иметь значение от 0 до 0,9 г/см^3; толщина от 0 до 10 м. По умолчанию ставятся значения 0,3 г/см^3 и 0,5 м соответственно.

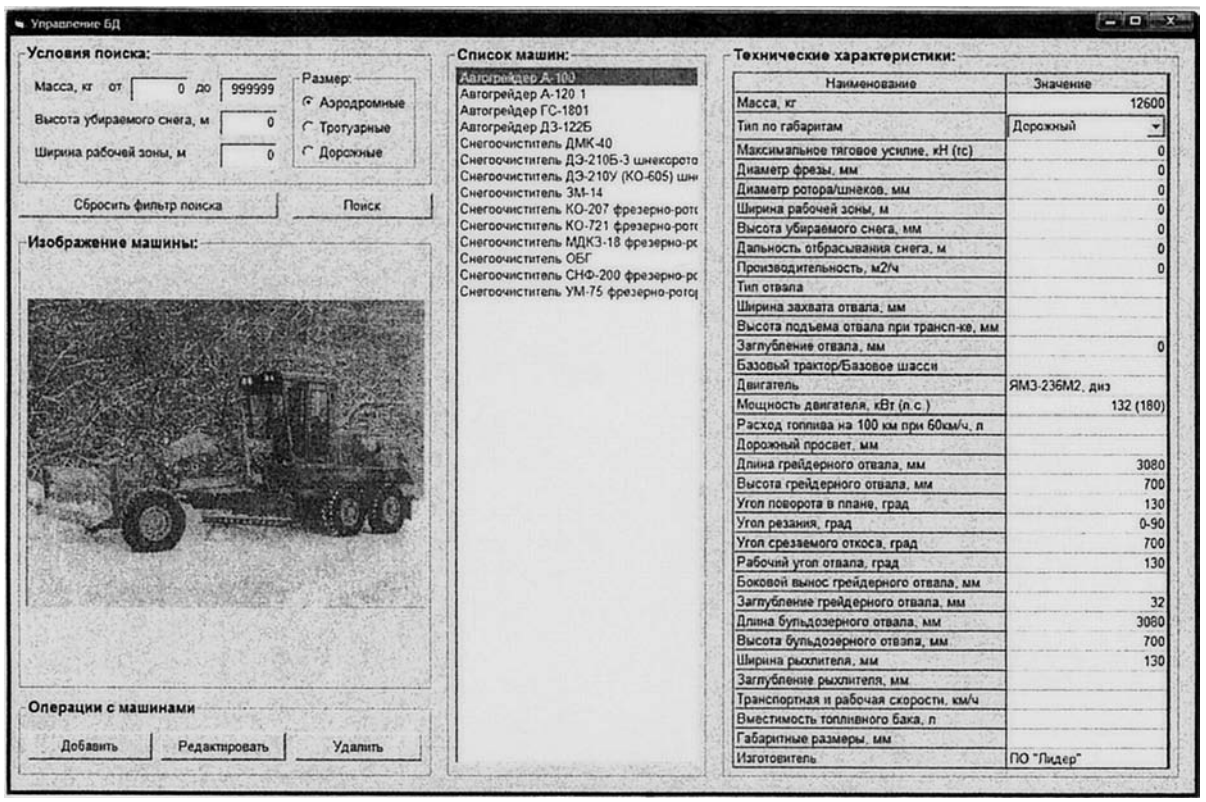


Рис. 3. Интерфейс базы данных снегоуборочной техники

При нажатии кнопки "Расчет рекомендуемой машины" программа выдаст наиболее подходящую для данных погодных и дорожных условий снегоочистительную машину. Полученный результат можно направить в файл, в базу данных или отправить на печать.

Дальнейшей целью работы является создание информационно-справочной системы снегоуборочной техники с использованием новейших информационных технологий.

На сегодняшний день актуально выводить информацию в электронном виде для более быстрого современного использования данных. Следовательно, актуальна задача создания программы, которая будет производить быстрый поиск информации, а также накапливать ее.

В случае внедрения программы, а именно информационной базы данных по выбору и накоплению информации в сфере зимних видов дорожной техники будет получен результат, который приведет к увеличению производительности работ по поиску, выбору и сбору информации за счет увеличения скорости обработки информации, благодаря простому и удобному интерфейсу снизятся затраты времени и труда.

Для перехода в режим редактирования достаточно нажать кнопку "Добавить" или "Редактировать" в нижней части окна управления. В этом режиме (рис. 3) возможно редактирование технических характеристик машин уже занесенных в базу данных и внесение новых.

Таким образом, была получена программа для быстрого поиска техники для очистки дорог, позволяющая автоматизировано производить поиск необходимой машины по ее характеристикам.

Выводы

Таким образом, благодаря полученным программам, имеющим дружественный интерфейс, оператор, управляющий парком снегоуборочной техники, может в течение считанных минут определить вид техники, необходимой для уборки дороги в конкретной погодной ситуации и выбрать конкретную машину по базе данных.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Баловнев, В. И.** Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин [Текст] / В. И. Баловнев. — М.: Высш. школа, 1981. — 335 с.
2. **Бутягин, И. П**. Прочность льда и ледяного покрова [Текст] / И. П. Бутягин. — Новосибирск: Наука, 1966. — 153 с.
3. **Вейнберг, Б. П.** Лед [Текст] / Б. П., Вейнберг. — Л.-М.: Гостехтеоретиздат, 1940.
4. **Снег.** Справочник: Под ред. Д. М. Грея, Д. Х. Мэйла. — Л.: Гидрометеоиздат, 1986. — 751 с.
5. **СанПиН 2.2.2/2.4.1340—03**. Гигиенические требования к персональным электронно-вычислительным машинам и организации работы. Введ. 30.06.03. — М., 2003.
5. **Каменецкий, Б. И.** Автомобильные дороги: 3-е изд., перераб.и доп. [Текст] / Б. И. Каменецкий, И. Г. Кошкин. — М.: Транспорт, 1979. — 144 с.
7. **Брайан Сайлер, Джефф Споттс**. Использование Microsoft Visual Basic 6. Специальное издание [Текст]. — 2005. — 832 с., ил.
8. **Джеффри П. Мак-Манус, Джеки Голдштейн, Кевин Т.** Прайс. Обработка баз данных на Microsoft Visual Basic. NET, 3-е изд., 2003. — 416 с.

КАМАЗы для Дальнего Востока

ОАО "КАМАЗ" создает сборочное предприятие своих автомобилей и специальной автотехники в г. Хабаровске – первое на территории России.

Сборочное производство проектной мощностью 200—250 автомобилей в год будет располагаться на базе Хабаровского автоцентра "КАМАЗ" — крупнейшего на Дальнем Востоке официального дилера компании и партнера по оказанию всех видов сервисных услуг.

В Хабаровске будут собираться вахтовые автобусы, автомобили с кран-манипуляторными устройствами, изотермические фургоны, бортовые автомобили и некоторые модели других видов автотехники КАМАЗ.

"КАМАЗ" будет отгружать в Хабаровск только шасси и оригинальные детали автомобилей, а универсальную номенклатуру деталей и узлов и покупные изделия специальной комплектации предприятия будет приобретать у местных производителей, имеющих лицензию "КАМАЗа". Это позволит сократить транспортные расходы и уменьшит сроки выполнения заказов дальневосточных потребителей компании.

Проект предприятия, прошедший экспертную оценку и утвержденный на днях генеральным директором ОАО "КАМАЗ", будет полностью реализован в течение 6 месяцев — до конца октября 2010 г.

(Департамент по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ")

УДК 621.43

А. А. Шейпак,
д-р техн. наук,
проф.,
В. Н. Богданов,
ст. препод.;
МГИУ
E-mail:
bvnl@msiu.ru

Исследование системы высокотемпературного испарительного охлаждения поршневого ДВС

(рис. 5 см. на 2-й и 3-й полосах обложки)

Рассмотрены вопросы, связанные с разработками КСУТ ДВС на основе ВТИО. Предлагается повысить эффективность работы таких систем за счет значительного увеличения температуры охлаждающей жидкости. Дается теоретическое обоснование и предложены практические мероприятия, обеспечивающие такую возможность. Приведены результаты испытаний действующей модели ДВС с ВТИО. Практически обеспечена работоспособность ДВС с температурой охлаждающей жидкости 204 °С.

Ключевые слова: *утилизация теплоты, поршневые двигатели, высокотемпературное охлаждение, параметры теплоотдачи.*

Утилизация вторичной теплоты является одним из наиболее действенных и перспективных энергосберегающих мероприятий, направленных на повышение эффективности силовых установок на базе поршневых ДВС. Однако при организации эффективной утилизации теплоты на силовых установках, где в качестве базового двигателя используется поршневой ДВС, сталкиваются с рядом определенных сложностей. В отличие, например от газотурбинных установок (ГТУ), где почти вся теплота, отводимая в окружающую среду, представлена в виде энергии отработавших газов, основная часть вторичной теплоты ДВС, почти в равных долях, теряется как с выпускными газами, так и через систему охлаждения. Поэтому если для утилизации вторичной теплоты ГТУ достаточно использовать дополнительные теплообменные аппараты, то на ДВС необходим ряд мероприятий по утилизации как доли теплоты, отходящей с выпускными газами, так и доли теплоты, отводимой в систему охлаждения.

Высокотемпературные системы охлаждения ДВС

Обеспечение эффективной утилизации теплоты, отводимой в систему охлаждения ДВС, является достаточно сложной технической задачей. В классических системах охлаждения как жидкостных, так и воздушных теплоноситель (вода, воздух) имеет очень низкие термодинамические параметры и не может быть эффективно использован в качестве рабочего тела в утилизационном цикле. Температура в контуре охлаждения обычно не превышает 85—95 °С, что ниже температуры кипения основных охлаждающих жидкостей (вода, антифризы), т. е. при нормальных условиях охлаждающее тело не претерпевает фазовых превращений и остается в жидком виде, что ограничивает его использование теплофикацией и с частными технологическими целями. Для эффективного преобразования теплоты в работу требуется, чтобы рабочее тело было на стадии расширения в газообразной форме и имело максимально высокую температуру. Но относительно низкая температура охлаждающего тела в системах охлаждения ДВС не случайный фактор. Температуру охлаждающего тела выбирают исходя из условий как обеспечения оптимального теплового состояния двигателя, так и поддержания заданного гидродинамического режима течения охлаждающей жидкости в контурах циркуляции.

Существует несколько вариантов решения вопроса об одновременном охлаждении ДВС и утилизации теплоты, отбираемой системами охлаждения, например, применение легкокипящих веществ (фреоны, аммиак, эфиры и т. п.) непосредственно в качестве охлаждающего тела или рабочего тела утилизационного цикла, подвод теплоты к которому осуществляется от обычной охлаждающей жидкости. Температуры парообразования легкокипящих веществ лежат в диапазоне оптимальных значений для охлаждения ДВС, а давление упругих паров достаточно для совершения механической работы в расширительной машине. Но небольшой темпера-

турный перепад между процессами подвода и отвода теплоты в цикле с таким рабочим телом обусловливает и невысокий термический КПД этого цикла. В то же время легкокипящие рабочие тела высоколетучие, имеют невысокую теплоемкость, низкую температуру разложения, высокую стоимость, а отдельные из них токсичны и экологически не безопасны. Эти недостатки пока ограничивают использование систем охлаждения и утилизации на легкокипящих веществах.

Второй вариант — это использование классических систем жидкостного охлаждения, но закрытого типа с рабочим давлением в контуре охлаждения более высоким, чем атмосферное. Повышенное давление в контуре обеспечивает возможность перегрева, например воды, без кипения до более высоких температур. Температура начала парообразования будет определяться степенью повышения давления, а дросселирование перегретой жидкости позволяет получать насыщенный пар, который уже можно использовать в качестве рабочего тела.

Системы охлаждения ДВС с температурами охлаждающей жидкости выше 115—117 °С получили название систем высокотемпературного охлаждения (ВТО). Температуры перегрева воды до 115—117 °С возможны в обычных системах охлаждения. Верхний предел температур в системах ВТО обычно не превышает 135 °С. При переводе стандартных систем охлаждения на ВТО фактором, ограничивающим максимальную температуру охлаждающей жидкости, является тепловое состояние деталей двигателя. Без выполнения ряда специальных мероприятий дальнейшее повышение температуры охлаждающей жидкости в обычных системах охлаждения приведет к тепловой перенапряженности деталей двигателя, в первую очередь цилиндропоршневой группы (ЦПГ), и преждевременному выходу двигателя из строя. Но и при температуре 135 °С давление насыщенных водяных паров в контуре охлаждения составит около 0,3 МПа, что в общем уже достаточно для использования в расширительных машинах.

Системы ВТО со стадией фазового перехода перегретой воды в пар получили название систем высокотемпературного испарительного охлаждения (ВТИО). На практике используются, причем достаточно широко (крупные судовые и стационарные установки ДВС), как системы чисто высокотемпературные, так и испарительные с различными утилизационными контурами.

Кроме возможностей утилизации вторичной теплоты, системы ВТО обладают и некоторым рядом собственных достоинств. Двигатели с такими системами имеют хорошее значение механического КПД в силу меньшей вязкости масла и соответственно меньшими потерями на трение. Высокая температура охлаждающего тела также уменьшает долю теплоты, отходящей от цилиндров ДВС в систему охлаждения что, в свою очередь, повышает термический КПД ДВС, а более интенсивный теплообмен между теплоносителем и окружающей средой позволяет несколько уменьшить поверхности теплообменников. При повышенной температуре внутренних стенок цилиндров полностью исключается конденсация на них влаги, что значительно снижает интенсивность коррозионного разрушения и обеспечивает их более стабильное тепловое состояние.

Несмотря на немаловажные собственные достоинства, перспективы развития систем ВТИО неразрывно связаны с дальнейшим, более широким распространением систем утилизации теплоты поршневых ДВС. Речь идет не только об упомянутых судовых и теплоэнергетических установках, где такие системы используются достаточно активно и доказали свою эффективность, но и о необходимости разработки аналогичных систем для ДВС средней мощности, предназначенных для наземного транспорта.

Конечно, следует признать, что создание силовой установки с высокой степенью утилизации теплоты является достаточно затратным мероприятием с длительными сроками окупаемости. Причем если на крупных судовых и теплоэнергетических установках удается сохранять эффективность капиталовложений за счет высокого собственного потребления вырабатываемых системами утилизации теплоты и электроэнергии, то на автомобильном и железнодорожном транспорте возможности внутренних потребителей ограничены, и системы утилизации должны в основном обеспечивать выработку механической энергии с ее передачей на вал главного двигателя. На сегодня уровень рентабельности существующих в этой области разработок не удовлетворяет требованиям, предъявляемым к силовым установкам коммерческого транспорта. Многочисленные попытки создания систем глубокой утилизации теплоты для автомобильных и тепловозных двигателей не вывели работы в этой области из стадии НИОКР и в реальной широкой эксплуатации такие системы не встречаются. Тем не менее, текущее состояние с ценами на энергоносители делает неизбежным продолжение работ по совершенствованию существующих и разработке новых систем утилизации теплоты для всех областей применения.

Будущее развития систем утилизации теплоты определяется возможностями дальнейшего роста их эффективности. Более благоприятные перспективы развития у комплексных систем утили-

зации теплоты (КСУТ), обеспечивающих утилизацию не только теплоты отработавших газов ДВС, как это в основном осуществляется в системах глубокой утилизации теплоты (СГУТ), но и теплоты охлаждающей жидкости, а также теплоты надувочного воздуха. Однако не всегда переход от СГУТ к КСУТ обеспечивает общий рост рентабельности, так как КСУТ требуют больших капитальных и эксплуатационных затрат.

Почти обязательным элементом, неотъемлемой частью современных КСУТ являются системы ВТИО, и во многом основные характеристики КСУТ определяются параметрами входящих в них систем охлаждения, т. е. перспективы развития КСУТ неразрывно связаны с потенциалом ВТИО, определяемым прежде всего наличием возможностей дальнейшего повышения температуры охлаждающей жидкости и давления насыщенных паров.

Увеличение температуры охлаждающей жидкости (с учетом работоспособности двигателя) не только усиливает, отмеченные выше, собственные преимущества систем ВТИО, но, главное, обеспечивает улучшение качества получаемого пара — рабочего тела утилизационного контура.

Высокая энтальпия пара генерируемого в системах ВТИО с повышенной рабочей температурой предопределяет возможности роста термического КПД и удельных мощностей паровых турбин и/или других расширительных машин утилизационного контура, а также позволяет использовать теплотехническое и паросиловое оборудование с улучшенными массогабаритными характеристиками, что в сумме должно привести к общему росту технико-экономических показателей КСУТ.

Принципиально вопрос о возможностях повышения температуры охлаждающей жидкости в рубашке охлаждения поршневого ДВС определяется условиями теплообмена между такими деталями двигателя как цилиндр и головка цилиндра и охлаждающим их агентом. Механическое повышение температуры охлаждающего тела без принятия дополнительных мер уменьшает градиент температуры между охлаждающим телом и охлаждаемыми поверхностями двигателя, что неизбежно приводит к понижению величины тепловых потоков, отходящих в систему охлаждения, т. е. к снижению интенсивности охлаждения, что способствует тепловой перенапряженности двигателя со всеми вытекающими отсюда последствиями. Дальнейшее значительное повышение температуры в существующих классических системах охлаждения ДВС без принятия дополнительных мер невозможно.

Теоретические аспекты возможностей создания систем ВТИО с повышенными температурами охлаждающего тела

Исходя из требования развития КСУТ, анализа условий охлаждения и рабочих температур деталей двигателя, авторами был сделан вывод о возможности создания систем ВТИО ДВС с температурами охлаждающего тела вплоть до 300—350 °С и с соответствующим давлением насыщенных паров (в случае применения воды в качестве охлаждающего тела до 16,5 МПа). Но для достижения новых параметров систем ВТИО необходима определенная доработка существующих конструкций ДВС и выполнение ряда методических требований, касающихся организации процесса охлаждения.

Ключевым моментом, позволяющим сделать такие выводы, является тот факт, что в существующих жидкостных системах охлаждения имеется значительная разница между температурами охлаждающего тела и температурами поверхностей охлаждаемых деталей двигателя. Необходимость поддержания достаточно высокого градиента температур объясняется условиями обеспечения заданной мощности теплового потока от охлаждаемых поверхностей в охлаждающую среду. Однако количество теплоты, отдаваемой в процессе конвекции от нагретой поверхности в окружающую среду (тепловой поток), согласно уравнению Ньютона—Рихмана определяется не только градиентом температур, но и условиями теплообмена (коэффициентом теплоотдачи) и площадью теплоотдающих поверхностей:

$$Q = \alpha F \Delta t,$$

где α — коэффициент теплоотдачи, кВт/(м$^2 \cdot$ К); F — площадь поверхности

охлаждаемой стенки, м^2; $\Delta t = (t_{ст} - t_ж)$ — перепад температур соответственно между стенкой $t_{ст}$ и охлаждающим телом (жидкостью) $t_ж$, °С.

Параметры α и F по влиянию на процесс теплопередачи равнозначны с градиентом температуры, и соответственно все они вместе в той или иной степени могут использоваться для управления процессом теплоотдачи. Интенсификация теплообмена при оребрении и/или обеспечение роста α за счет, например, увеличения скорости относительного движения теплоносителя — принципы давно известные и широко применяемые в технике.

В данном случае также предполагается использование классических приемов. При увеличении температуры охлаждающей жидкости в рубашке охлаждения двигателя, естественно, происходит снижение перепада температур с соответствующим уменьшением количества теплоты, отходящей в систему охлаждения, но это снижение предполагается компенсировать интенсивным наращиванием поверхностей охлаждения основных теплонапряженных деталей двигателя — головки и цилиндра по аналогии с двигателями воздушного охлаждения. В итоге получаем "гибридную" систему охлаждения — сохраняя высокие коэффициенты теплоотдачи α, характерные для жидкостного охлаждения, обеспечиваем дополнительную интенсификацию теплоотдачи экстенсивным методом, увеличением площади теплоотдающих поверхностей, характерным для воздушного охлаждения.

На практике при организации процессов передачи теплоты между жидкостью и стенкой (не только в ДВС) разница температур и коэффициента теплоотдачи достаточны для обеспечения заданных тепловых потоков, поэтому необходимость интенсификации теплообмена со стороны жидкости за счет увеличения площади поверхностей возникает достаточно редко, но в данном случае это вполне оправданный прием.

Для более точной, численной оценки возможностей перспективных систем ВТИО необходимо подробно рассмотреть условия работы и сопровождающие их процессы теплопередачи как основных теплонапряженных деталей ДВС (прежде всего это цилиндр и головка цилиндра), так и всей системы охлаждения в целом.

Прежде всего следует отметить, что независимо от вида и типа охлаждения ДВС служит для отвода теплоты от цилиндров в окружающую среду. Эта система при любых условиях должна обеспечивать стабильное температурное состояние деталей ЦПГ, отвечающее наиболее выгодному сочетанию энергетических характеристик при минимальных износах деталей.

Истинное представление о работоспособности теплонапряженных деталей двигателя, в частности о напряженно-деформированном их состоянии, можно составить лишь при наличии картины температурных полей. Предварительную оценку надежности теплонапряженных деталей обычно осуществляют по температурам в отдельных точках или зонах деталей.

Предельные значения температуры в характерных точках ЦПГ определяются с учетом материала деталей, условий их работы, сорта топлива и смазочных материалов, требований к двигателю и т. п. При этом учитывается возможность отклонения измеряемых обычно в стендовых условиях температур от температур при работе двигателя в условиях эксплуатации.

Исходя из отечественного и зарубежного опыта эксплуатации двигателей различных типов, можно считать предельными следующие значения температур: максимальная температура деталей, выполненных из алюминиевых сплавов не должна превышать 250—350 °С, из чугуна 400—450 °С, из сталей 450—500 °С, из жаропрочных сталей 600—650 °С. Превышение этих температур приводит к изменению структуры материала, ухудшению его физико-механических свойств, а следовательно, к резкому снижению надежности деталей.

Температура поверхностей деталей, соприкасающихся с маслом, не должна превышать значений, при которых наблюдается интенсивное лако- и нагарообразование. Заметное лакообразование в случае масел без присадок наблюдается уже при температуре 180—200 °С, а с присадками при температуре 240—260 °С.

Предельная температура на внутренней поверхности втулки (на зеркале цилиндра) в области работы поршневых колец определяется из условий предотвращения нагарообразования, снижения износа и потерь на трение. Исследования показывают, что минимальный износ верхнего пояса втулки цилиндра наблюдается при температуре 160—170 °С. За определяющую температуру принимается температура втулки на уровне первого уплотнительного кольца при положении поршня в ВМТ. Температура втулки в этом месте как правило не превышает 200—220 °С, и редко бывает ниже 140—150 °С. Считается целесообразным, чтобы температура в этом месте была в пределах 160—180 °С. Максимальная температура втулки цилиндра в верхнем поясе обычно находится в пределах 200—240 °С [3].

Исходной величиной для расчета элементов системы охлаждения является количество теплоты, которое необходимо отвести от двигателя в охлаждающую среду. Однако на практике наибо-

лее рациональными параметрами оценки теплового напряжения деталей являются локальные квазистационарные тепловые потоки [2]. Одним из преимуществ основанного на их использовании метода является то, что с его помощью можно определить особенности теплового нагружения большого числа двигателей, располагая только данными о температурах тепловоспринимающих поверхностей гильз и головок цилиндров. Например, для гильз и головок цилиндров возможна приближенная трансформация полей температур тепловоспринимающих поверхностей в поля локальных тепловых потоков. На основании изложенного можно сделать вывод о том, что в случае соответствия полей температур и, естественно, температур в характерных точках гильз и головок аналогичных двигателей, но с разными системами охлаждения, следует ожидать и соответствия тепловых потоков, т. е. равенства теплового нагружения деталей.

Таким образом, при проектировании систем охлаждения обязательным условием является обеспечение ими указанной ранее рекомендованной температуры деталей ЦПГ в характерных точках. Естественно это условие должно быть основным и при оценке работоспособности систем ВТО и ВТИО. Соответствие этому условию дает отправную точку и при численных расчетах систем охлаждения — это тезис о равенстве локальных тепловых потоков (с известной степенью точности) при равенстве температур в характерных точках независимо от типа охлаждения. Следовательно, достаточно правомерным будет принятие решения о равенстве тепловых потоков, отходящих как в обычную, так и в высокотемпературную систему охлаждения, при равенстве температур в характерных точках, что является необходимым условием. Итак, для возможных новых систем охлаждения можно принять значение удельного количества теплоты, отходящей в систему охлаждения, на уровне известных значений для обычных систем охлаждения, полученных на основании данных испытаний. Удельное количество теплоты — величина прямо пропорциональная среднему тепловому потоку.

Пример расчета основных параметров системы ВТО

Попытаемся оценить возможность перевода быстроходного дизеля, оборудованного классической системой жидкостного охлаждения с рабочими температурами до 100 °С, на систему ВТО с повышенной температурой. Основным техническим средством достижения этой цели является возможность изменения площади поверхностей охлаждения цилиндра и головки двигателя. Определим допустимые значения этой температуры. Критической, по условиям охлаждения, является температура зеркала гильзы цилиндра в ее верхнем поясе, обычно она находится в пределах 200—240 °С. Принимая среднее значение температуры 220 °С и учитывая, что максимальная разность температур на внутренней и наружной поверхностях втулки цилиндра дизеля составляет примерно 15—20 °С [4], можно считать достижимой температуру охлаждающей жидкости в системе ВТО 200 °С. Разница температур между охлаждаемыми поверхностями и охлаждающей жидкостью, вызванная наличием внешнего термического сопротивления теплоотдаче, при плотностях тепловых потоков, характерных для ДВС, не превышает нескольких градусов, а иногда даже долей градуса и ею можно пренебречь.

Исходной величиной для расчета элементов системы охлаждения является количество теплоты, которое необходимо отвести от двигателя в охлаждающую среду.

Количество теплоты Q, передаваемой от газов охлаждающему телу в единицу времени, в общем виде можно определить по формуле [1]

$$Q = \alpha_1 F_г (t_г - t_{охл}) / \left(1 + \frac{\delta\alpha_1}{\lambda} + \frac{\alpha_1 F_г}{\alpha_2 F_{охл}}\right), \quad (1)$$

где α_1 и α_2 — средние за время теплообмена коэффициенты теплоотдачи от газов нагреваемой стенке и от стенки охлаждающему телу, кВт/(м^2 · К); $F_г$ и $F_{охл}$ — средние площади соответственно нагреваемой и охлаждаемой поверхностей, м^2; $t_г$ и $t_{охл}$ — средние температуры соответственно газов и охлаждающего тела, °С; λ — средний коэффициент теплопровод-

ности материала стенки, Вт/(м · К); δ — толщина стенки, м.

Из уравнения (1) видно, что количество передаваемой через стенку теплоты зависит от рабочего процесса двигателя (влияние параметров α_1 и $t_г$), размеров цилиндров двигателей (влияние $F_г$, $F_{охл}$ и δ) и от λ, $t_{охл}$, α_2.

В то же время общее количество теплоты Q [кДж/ч], отводимой в охлаждающую жидкость, можно определить и через удельное количество теплоты $q_{охл}$ [кДж/(кВт · ч)], значения которой обычно приводятся в справочных данных, и эффективную мощность двигателя $N_е$ (кВт):

$$Q = q_{охл} N_е.$$

Уравнение (1) можно решить как относительно температуры охлаждающего тела:

$$t_{охл} = t_г - [q_{охл} N_е \left(1 + \frac{\delta\alpha_1}{\lambda} + \frac{\alpha_1 F_г}{\alpha_2 F_{охл}}\right) / \alpha_1 F_г,$$

т. е. рассчитать температуру охлаждающего тела при остальных известных параметрах, так и относительно площади охлаждаемых поверхностей:

$$F_{охл} = \frac{q_{охл} N_е \lambda \alpha_1}{\alpha_2(\alpha_1 \lambda F_г (t_г - t_{охл}) - \lambda N_е q - \alpha_1 \delta N_е q)}, \quad (2)$$

т. е. получить необходимую величину площади охлаждаемых поверхностей при остальных известных или заданных параметрах.

Последний вариант уравнения (2) с точки зрения разработки систем с ВТО представляет большой интерес. Так, задаваясь желаемой температурой охлаждающего тела (в пределах допустимых значений для определенного участка охлаждения двигателя) и основываясь на усредненных экспериментальных или расчетных данных по остальным параметрам, можно получить требуемую величину площади поверхности, соответствующую данным условиям охлаждения.

Для дизеля, взятого в качестве примера, на основе рассмотренной выше формулы (2), был выполнен расчет по определению необходимой степени увеличения суммарной площади охлаждения гильз и головок цилиндров при условии повышения температуры охлаждающей жидкости от 100 до 200 °С с учетом сохранения тепловой нагрузки деталей. Расчет проведен для шестицилиндрового дизеля мощностью 105 кВт с S/D (ход поршня — диаметр цилиндра), равным 130/150 мм/мм. Значения основных коэффициентов были приняты на уровне средних величин, приведенных в литературе.

После подстановки численных значений в уравнение (2) получили при $t_{охл\,100}$ = 100 °С необходимую площадь охлаждаемых поверхностей $F_{охл100}$ = 0,173 м^2, а при $t_{охл\,200}$ = 200 °С $F_{охл200}$ = = 1,75 м^2. При $t_{охл\,100}$ = 100 °С требуемая площадь наружных поверхностей охлаждения получилась меньше исходных внутренних поверхностей (горячих). Это означает, что при данных выбранных численных значениях коэффициентов присутствуют более мощные, чем минимально необходимые тепловые потоки от горячих поверхностей в охлаждающую среду.

Для сохранения заданной величины тепловых потоков при увеличении температуры охлаждающего тела в 2 раза площадь охлаждаемых поверхностей должна быть увеличена как минимум в 10 раз.

Принципиальные схемы конструктивного оформления полостей рубашки охлаждения при ВТИО с повышенными параметрами представлены на рис. 1.

Указанный пример расчета является приблизительным, хотя дает достаточно четкое представление о порядках характерных величин и их соотношениях. Традиционно наиболее сложной задачей является определение значений коэффициентов теплоотдачи как со стороны газов внутри цилиндра (α_1), так и со стороны жидкости в рубашке охлаждения (α_2). Так, например, охлаждение различных участков одной и той же гильзы цилиндра может одновременно соответствовать нескольким режимам теплоотдачи со значениями соответствующих коэффициентов, отличающимися в несколько десятков раз.

Экспериментальные исследования системы ВТИО

Для практической оценки возможности значительного повышения температуры охлаждающей жидкости в системах охлаждения ДВС и степени ее влияния на эффективность систем утилизации вторичной теплоты с учетом изложенных выше теоретических предпосылок и методических указаний была разработана действующая модель КСУТ, обеспечивающая как использование теплоты отработавших газов, так и системы охлаждения.

Парогенерирующая часть КСУТ выполнена по классической схеме и разбита на три основные зоны, представленные соответствующими аппаратами — экономайзером (водоподогревателем), котлом-испарителем и пароперегревателем.

Модель создана на основе маломощного двухтактного ДВС Д-6 с кривошипно-камерной продувкой, переведенного на ВТИО с повышенными параметрами. Базовый двигатель одноцилиндровый, карбюраторный с воздушным охлаждением и рабо-

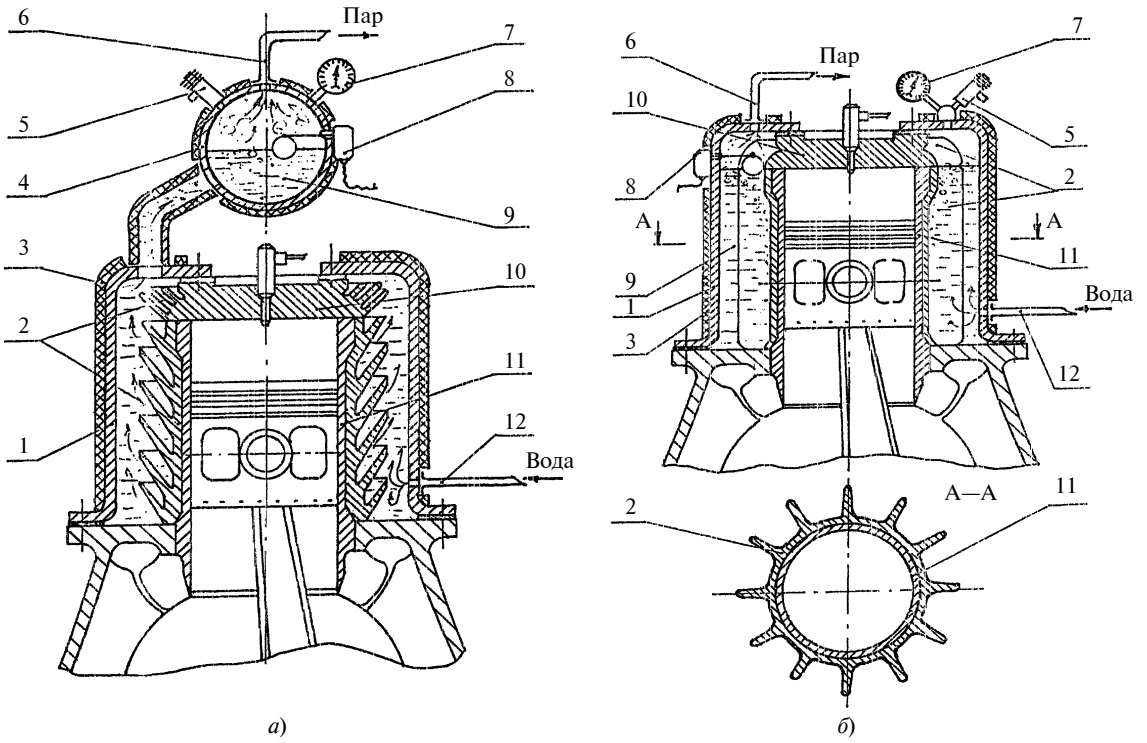


Рис. 1. Принципиальные схемы конструктивного оформления полостей рубашки охлаждения при ВТИО с повышенными параметрами:

а — с разделенными зонами охлаждения (рубашка-кожух) и испарения (пароотделитель) и наклонным оребрением; б — с объединенной зоной охлаждения и испарения (рубашка-кожух) и вертикальным оребрением; 1 — рубашка-кожух; 2 — ребра охлаждения; 3 — теплоизоляционный и экранирующий слои; 4 — пароотделитель; 5 — предохранительный клапан; 6 — паровая магистраль; 7 — манометр; 8 — автомат питания; 9 — уровень охлаждающей жидкости; 10 — головка цилиндра; 11 — цилиндр; 12 — магистраль подачи питательной воды

чим объемом цилиндра 45,4 см^3. Максимальная мощность двигателя 0,75 кВт при 4500 мин$^{-1}$. Действительная степень сжатия 6,4. При переводе двигателя на систему ВТИО из-за необходимости использования специальной головки степень сжатия (действительная) была несколько уменьшена и составила 5,0. Топливо — смесь бензина АИ-80 с маслом.

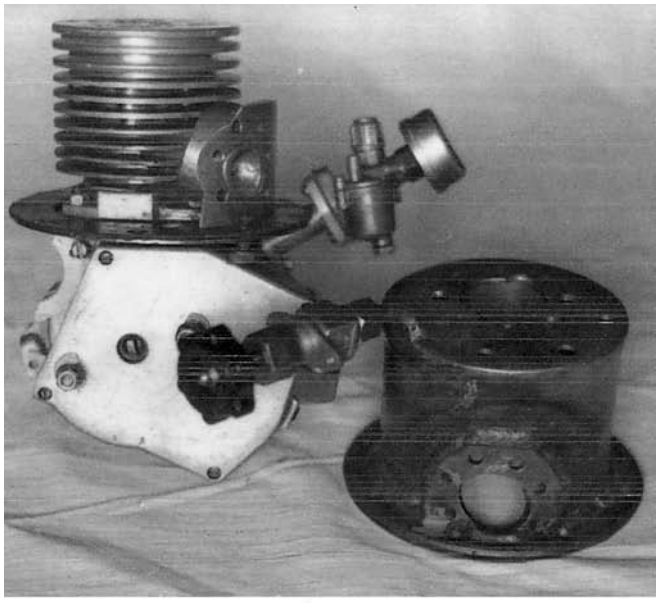
Перевод на систему ВТИО заключался в том, что при значительном сохранении ребер поверхностей воздушного охлаждения цилиндр двигателя вместе с головкой был заключен в стальной герметичный теплоизолированный кожух. В выпускной системе двигателя, также теплоизолированной, были установлены навитые из медных трубок пароперегреватель и водоподогреватель питательной воды (экономайзер), образующие вместе с кожухом парогенерирующую часть системы утилизации. Подача питательной воды в систему осуществлялась автономным насосом с электрическим приводом.

Для проведения комплексных экспериментальных исследований указанной модели ДВС с утилизацией вторичной теплоты был собран моторный исследовательский стенд. Стенд предназначен для испытаний маломощных ДВС (до 2 кВт) и оснащен основными агрегатами и комплексом оборудования, необходимого для проведения стандартных моторных испытаний ДВС, включая систему индицирования и газоанализатор, и для исследований отдельных элементов и всей системы утилизации теплоты комбинированного двигателя в целом.

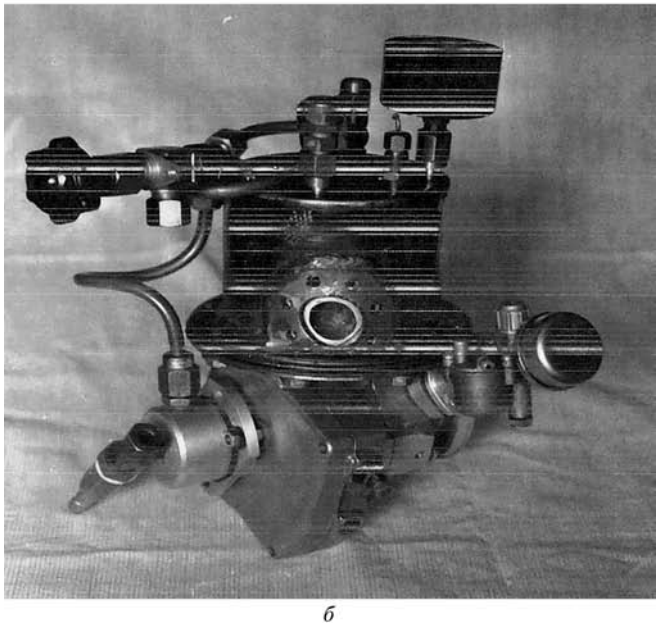
Эволюция конструкции действующей модели ДВС с КСУТ на основе ВТИО с повышенными параметрами представлена на рис. 1—4. Отдельные элементы в конструкции двигателя, показанные на рис. 1—4, относятся к КСУТ, но не связаны с генерацией пара, а обеспечивают реализацию ее второй функции — использование полученного пара. На модели также исследовалась возможность использования получаемого пара в качестве дополнительного рабочего тела для ос-

новного рабочего цикла [8—10, 13], но эти вопросы выходят за рамки статьи.

Главная цель экспериментальных исследований — это проверка на практике теоретических предпосылок о возможности достижения в системах ВТО повышенных температур охлаждающей жидкости и оценка их влияния на работоспособность двигателя. Вторая по значимости задача — комплексная оценка влияния повышенных температур в системах ВТО и ВТИО на эффективность КСУТ, разработанных на их основе.



а



б

Рис. 2. Первый вариант конструкции двигателя с ВТИО без элементов КСУТ. установленных в системе выпуска:

а — базового адаптированного под ВТИО со снятым кожухом; б — с системой ВТИО в сборе

В соответствии с поставленной целью программа исследований модели двигателя с КСУТ состояла из двух основных частей. Первая — снятие стандартных скоростных характеристик двигателя и вторая — составление теплового баланса системы утилизации и всего двигателя в целом при различных температурах охлаждающей жидкости (в экспериментах воды). Для сравнительного анализа перед испытаниями модели КСУТ на стенде были проведены работы по снятию скоростных характеристик и термометрированию базового стандартного двигателя Д-6 с воздушной системой охлаждения, на основе которого выполнена модель с системой утилизации.

Испытания экспериментального двигателя с моделью КСУТ проводились в следующем порядке. Снимались характеристики для каждого из четырех положений дроссельной заслонки и каждого из восьми (в среднем) значений температуры охлаждающей воды и соответственно давления насыщенного пара в кожухе охлаждения. Все режимы охлаждения, кроме первого, проводились с испарением, т. е. с давлением в кожухе (котле) больше давления окружающей среды. Только на первом температурном режиме двигатель охлаждался проточной водой при температуре приблизительно 95 °С без испарения. Такой режим соответствует обычной циркуляционной жидкостной системе стандартного типа. Непосредственного измерения температуры охлаждающей жидкости или ее паров внутри рубашки охлаждения не проводилось. Температурный режим охлаждения определялся и регулировался, по давлению насыщенных паров в кожухе. Соответственно последовательное изменение температуры в экспериментах от минимального до максимального значения определялось и регулировалось выбранными значениями давления — от 0 (проточное охлаждение) до 1,6 МПа (избыточное). Поддерживался следующий ряд значений давления — 0; 0,3; 0,9; 1,0; 1,2; 1,4 и 1,6 МПа с соответствующей температурой насыщения: 100, 135, 160, 175, 180, 190, 195 и 200 °С (приблизительно). Однако при испытаниях не удавалось достаточно точно выдерживать заданные величины и присутствует определенный разброс экспериментальных значений, в некоторых случаях до ±0,1 МПа.

Затем также последовательно снимались скоростные характеристики двигателя (три частичных и одна внешняя) для четырех положений открытия дроссельной заслонки. Степень открытия дроссельной заслонки составила по высоте 25, 50, 75 и 100 % (полное открытие) и по площади открытия 19,6; 50; 69,6; 100 %. Впускное отверстие в зоне дроссельной заслонки круглое. Частота вращения коленчатого вала двигателя также последовательно менялась от 1500 до 4500 мин$^{-1}$ с шагом

500 мин$^{-1}$. Фиксировались точки с устойчивой работой двигателя, крайние значения, когда двигатель или не развивал нужную частоту вращения, или не мог устойчиво на ней работать, не фиксировались.

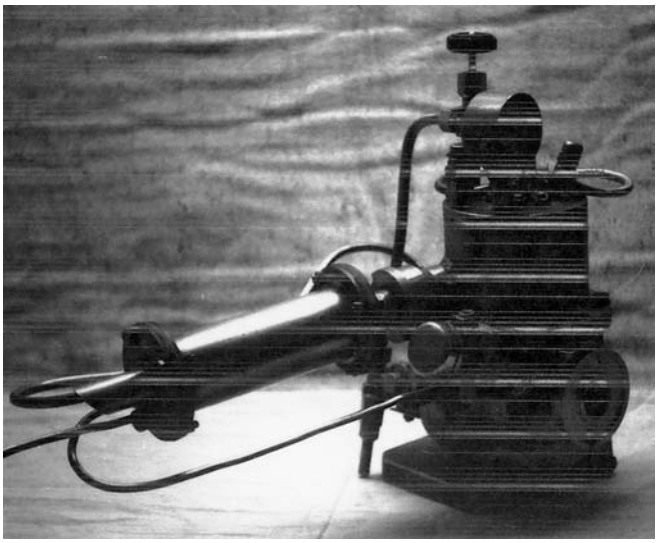


Рис. 3. Основной вариант действующей модели с ВТИО и выпускной системой с теплообменниками КСУТ

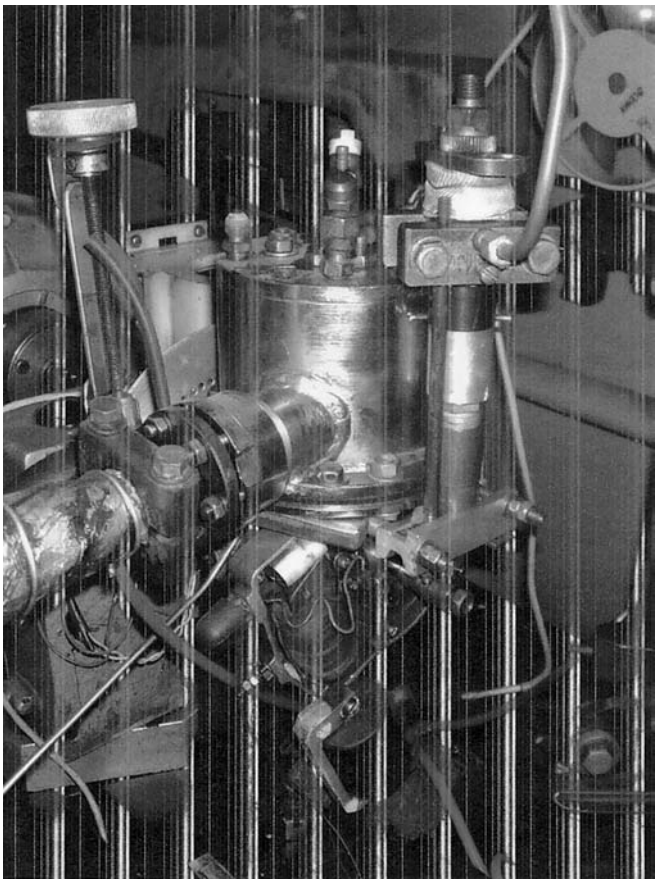


Рис. 4. Двигатель, установленный на испытательном стенде

Основные результаты экспериментальных исследований системы ВТИО

Результаты экспериментальных исследований действующей модели ДВС, оборудованной КСУТ на основе ВТИО, оцениваются прежде всего с точки зрения влияния системы ВТИО с повышенными значениями рабочих параметров на внешние и частичные скоростные характеристики с учетом температуры охлаждающей жидкости. Ниже рассмотрены следующие зависимости основных показателей двигателя от давления насыщения в контуре охлаждения $p_{кот}$ и частоты вращения коленчатого вала n двигателя:

эффективный крутящий момент $M_e = f(n, p_{кот})$, Н · м;

эффективная мощность $N_e = f(n, p_{кот})$, кВт;

удельный эффективный расход топлива $g_e = f(n, p_{кот})$, г/(кВт · ч);

коэффициент избытка воздуха $\alpha = f(n, p_{кот})$;

коэффициент наполнения $\eta = f(n, p_{кот})$;

температура отработавших газов $t_{ог} = f(n, p_{кот})$, °С;

расход воздуха $G_{атм} = f(n, p_{кот})$, кг/ч;

часовой расход топлива $G_{топ} = f(n, p_{кот})$, кг/ч.

На рис. 5 (см. 2-ю и 3-ю полосы обложки) эти функции при работе двигателя по внешней характеристике представлены в виде пакета трехмерных диаграмм.

В классическом виде — двухмерные графики — внешние скоростные характеристики исследуемого двигателя при различных температурах охлаждающей жидкости представлены на рис. 6. Для упрощения восприятия здесь не отражены результаты двух крайних экспериментов с максимальными значениями температуры охлаждающей жидкости.

По результатам анализа испытаний модели ДВС, оборудованной КСУТ вторичной теплоты на основе ВТИО, можно сделать следующие выводы.

В общем виде по системе охлаждения можно считать, что полностью подтвердились теоретические предпосылки, лежащие в основе создания систем ВТИО с повышенными параметрами, и практически доказана возможность создания и эксплуатации таких систем.

По конкретным показателям кратко можно отметить следующее.

Характер зависимостей M_e и N_e от частоты вращения коленчатого вала двигателя, в общем, имеет классический вид, соответствует стандартным зависимостям с зоной максимального момента в районе средних частот вращения и сохраняет его и при росте температуры охлаждающей жидкости. Рост температуры охлаждающей жидкости приводит прежде всего к сужению зоны устойчивых режимов работы двигателя и потере его работоспособности на крайних (по частоте вращения) участках характеристики. Влияние температуры охлаждающей жидкости непосредственно на величины M_e и N_e четко проявляется только при полном открытии дроссельной заслонки, их значения плавно снижаются (в среднем на 25 %) при изменении температуры охлаждения от минимальных до максимальных значений. На остальных нагрузочных режимах паления мощности N_e и крутящего момента M_e почти нет.

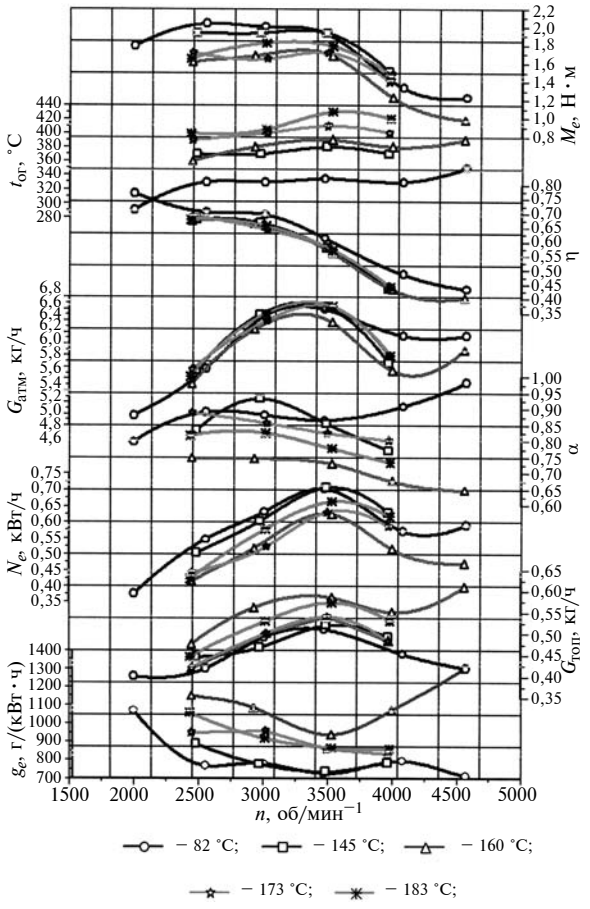


Рис. 6. Внешняя скоростная характеристика двигателя при ВТИО

Диаграммы зависимостей для удельного эффективного расхода топлива g_e тоже близки классическому виду. Для всех режимов открытия дроссельной заслонки графики имеют общий характер и представляют собой вогнутые чашеобразные поверхности, но разделенные (почти посередине) локальной зоной резкого роста расхода на две части. Соответственно приблизительно в центре каждой такой части отмечается зона пониженных удельных расходов топлива. При смещении из этих зон к крайним режимам как по частоте вращения, так и по температурам охлаждения, значения удельных расходов уверенно возрастают. Наименьшие удельные расходы достигнуты в первой половине этой поверхности, с температурами охлаждающей жидкости в котле 95—130 °С и соответствующим давлением до 0,25 МПа, но при разных частотах вращения. Точки и зоны максимальных удельных расходов в основном соответствуют крайним режимам. Но на всех режимах открытия дроссельной заслонки при давлениях 0,6—0,8 МПа имеется зона резкого аномального роста удельных расходов. Для многих скоростных режимов величины удельных расходов в аномальной зоне превышают соответствующие при максимальной температуре в системе охлаждения.

О влиянии повышенной температуры охлаждающей жидкости на параметр g_e можно сказать, что начинается заметный рост и происходит однозначное повышение удельных расходов топлива на всех частотах вращения и степенях открытия дроссельной заслонки (без учета аномального участка) только при давлениях в котле выше 1,2 МПа. До этих давлений говорить об однозначной зависимости удельного расхода топлива от температуры охлаждающей жидкости нельзя.

Особенности формы функциональных поверхностей удельного эффективного расхода топлива g_e становятся легко объяснимыми даже при первом взгляде на соответствующие диаграммы для коэффициента избытка воздуха $\alpha = f(n,\ p_{кот})$. Можно считать, что значение удельного расхода почти полностью определяется составом смеси. Корреляция соответствующих поверхностей очень высокая. При обогащении смеси однозначно увеличиваются удельные расходы. Предварительно выяснилась и причина возникновения аномальной зоны повышенного расхода топлива при давлении 0,4—0,6 МПа. Поверхности диаграмм α при всех степенях откры-

тия дроссельной заслонки, кроме 25 %, имеют в этой зоне глубокую впадину, соответствующую резкому обогащению смеси, с формой, почти являющейся слепком поверхности g_e. Однако чем было вызвано такое резкое изменение состава смеси, причем стабильно повторяющееся почти на всех режимах, неясно. Карбюратор двигателя имеет элементарную конструкцию с одним главным жиклером, даже без регулировочной иглы, поэтому срабатыванием каких-либо дополнительных устройств это объяснить нельзя.

Конечно, несмотря на четкую взаимосвязь характеров поверхностей g_e и α, имеются и индивидуальные особенности. Так, для заданных условий охлаждения, кроме некоторых отдельных режимов, коэффициент избытка воздуха слабо зависит от частоты вращения, а классическое увеличение удельных расходов топлива в зоне минимальных и максимальных частот вращения определяется, в первую очередь, неустойчивостью работы и повышенными механическими потерями. Явно прослеживается связь между температурой охлаждающего тела и составом смеси. Если отбросить кризисную зону и режим с проточным охлаждением, то четко видно, что рост температуры приводит к обогащению смеси. Однако степень изменения значений α меньше, чем значений g_e. Обогащение смеси с ростом температуры скорее всего объясняется уменьшением вязкости бензина и увеличением его расхода через жиклер. Это положительный факт, так как возможно принудительная регулировка состава смеси позволит ограничить рост удельных расходов топлива при повышении температуры охлаждающей жидкости.

В том, что обогащение смеси происходит скорее всего за счет увеличения расхода топлива, можно удостовериться при рассмотрении характеристик массового расхода наружного воздуха через карбюратор $G_{атм} = f(n,\ p_{кот})$. Графики расхода имеют классический вид. Минимальные расходы воздуха соответствуют минимальной частоте вращения. По мере роста частоты вращения увеличивается расход воздуха, достигая максимальных значений в зоне частоты вращения 3500 мин$^{-1}$ для всех степеней открытия дроссельной заслонки. Дальнейшее увеличение частоты вращения приводит к росту аэродинамических сопротивлений и снижению массовых расходов воздуха через карбюратор. От температуры охлаждающей жидкости массовый расход воздуха не зависит, причем во всем диапазоне частот вращения, что оказалось достаточно неожиданным фактом. Независимость расхода воздуха от температуры охлаждающей жидкости свидетельствует о том, что, по-видимому, не происходит существенного изменения температуры свежего заряда во впускной системе двигателя.

Первопричиной поведения функций g_e и α все-таки является зависимость $G_{топ} = f(n,\ p_{кот})$. Вместо ожидаемого классического поведения — линейного роста в зависимости от частоты вращения кривая $G_{топ}$ имеет более сложный вид. Она наиболее близка к общему виду характеристик N_e, M_e и $G_{атм}$ — низкие расходы при малой частоте вращения, рост и достижение максимумов в зоне средних частот вращения и постепенный спад к зоне предельных частот вращения. Но общая картина функциональной поверхности достаточно нестабильная. Полностью сохранены основные особенности — увеличение расхода топлива по мере роста температуры охлаждающей жидкости и наличие зоны аномально повышенного расхода топлива при температурах в котле около 160 °С. Основные расхождения характеристик как минимальных, так и максимальных преобладают в районах крайних частот вращения. Рост температуры охлаждающей жидкости в рубашке охлаждения приводит к однозначному увеличению часового расхода топлива почти на всех режимах. Наиболее вероятной причиной этого является нагревание топлива, снижение его вязкости и увеличение расходов через жиклер. Неясной остается ситуация с резким увеличением расхода топлива в зоне средних температур, здесь возможно действуют и не учтенные случайные факторы.

Наиболее стабильный характер и предсказуемое поведение среди основных эффективных показателей двигателя имеет коэффициент наполнения $\eta = f(n,\ p_{кот})$. Его величина зависит только от частоты вращения и степени открытия дроссель-

ной заслонки. Причем зависимость от частоты вращения — почти прямо пропорциональная. С ростом частоты вращения коэффициент наполнения плавно снижается, достигая минимальных значений при максимальных частотах вращения. Средняя степень падения составляет 35 % с максимальным разбросом ±2,5 %. Температура охлаждающей жидкости на коэффициент наполнения видимого влияния не оказывает. Стабильность характеристики $\eta = f(n, p_{кот})$ — в некотором смысле факт неожиданный, так как для исследований используется двухтактный двигатель с кривошипно-камерной продувкой, особенностью которого является чувствительность к настройкам впускной и выпускной систем и колебательным процессам, происходящих в ней. Настройки в первую очередь влияют на коэффициент наполнения, но как показали эксперименты этого не наблюдалось. Возможно, стабильность коэффициента наполнения обеспечивает наличие золотникового регулирования фазы впуска.

Существенное влияние температура охлаждающей жидкости оказывает на температуру отработавших газов (ОГ) $t_{ог} = f(n, p_{кот})$. В данном случае еще раз подтверждается одна из характерных особенностей ДВС — рост температуры выпускных газов с повышением температуры охлаждающего тела. Конечно, на температуру ОГ влияют и степень открытия дроссельной заслонки, и частота вращения, но в данном случае они гораздо менее значительны. Наибольший рост температуры происходит при переходе от проточного к испарительному охлаждению. Для степени открытия дроссельной заслонки 50—75 % на поверхности диаграммы $t_{ог} = f(n, p_{кот})$ можно отметить следы "кризиса" состава смеси в зоне давлений 0,4—0,6 МПа. Это выражается в незначительном снижении температуры ОГ, но на других режимах указанное влияние не ощутимо.

Основные выводы

1. На основе анализа условий охлаждения деталей ЦПГ ДВС и параметров их теплового нагружения сделан вывод о теоретической возможности повышения температуры охлаждающей жидкости в контурах охлаждения двигателя без ущерба для его работоспособности. В общих случаях достаточно просто достичь температуры охлаждающей жидкости 180—200 °С, а в специальных условиях теоретически достижимы температуры 300—350 °С.

2. В зависимости от степени повышения температуры в контурах охлаждения необходимы изменения в конструкциях деталей ЦПГ и в способах организации процесса охлаждения.

3. Основным конструктивным изменением является необходимость увеличения площадей поверхностей охлаждения деталей ЦПГ ДВС.

4. Исходя из основных законов теплопередачи, получена расчетная формула, устанавливающая связь между температурой охлаждающей жидкости и требуемой площадью поверхностей охлаждения деталей ЦПГ при условии неизменности их теплового нагружения.

5. Увеличение температуры охлаждающей жидкости в системах охлаждения или переход на ВТО и/или ВТИО с повышенными значениями параметров обеспечивает рост эффективности ДВС и в случае непосредственно независимого использования этих систем, но наибольший эффект достигается при работе с повышенными значениями параметров в КСУТ ДВС.

6. Разработана и изготовлена действующая модель ДВС, оборудованная КСУТ на основе ВТИО с повышенными параметрами, предназначенная для стендовых испытаний.

7. Для испытаний действующей модели ДВС с системой КСУТ на основе ВТИО с повышенными параметрами был разработан и создан экспериментальный моторный стенд.

8. Стендовые моторные испытания действующей модели ДВС с КСУТ на основе ВТИО с повышенными параметрами полностью подтвердили теоретические предпосылки их создания и практически доказана возможность разработки и эксплуатации таких систем.

Заключение

Суммируя изложенное, можно считать, что результаты экспериментов положительные. По сравнению с системой воздушного охлаждения двигатель с системой ВТИО обладал работоспособностью при температурах охлаждающей жидкости в контуре охлаждения до 204 °С, правда, при резком сужении зоны устойчивой частоты вращения по сравнению с температурой 180 °С для базового двигателя с воздушным охлаждением, при которой он полностью терял работоспособность и останавливался. Базовый двигатель с воздушным охлаждением при работе с температурой поверхности охлаждения выше 150—160 °С теряет до 50 % мощности, двигатель же с системой ВТИО — около 10—15 % мощности при нагреве даже до максимальных температур, правда, со снижением зоны устойчивых режимов.

При сравнении с системой жидкостного охлаждения КСУТ с ВТИО позволяет получать водяной пар, утилизируя 70—80 % теплоты, отхо-

дящей в систему охлаждения и теряемой с отработавшими газами. Использование получаемого в ней пара позволит не только компенсировать возможные потери мощности и экономичности двигателя, вызванные увеличением температуры (это без учета потерь энергии в циркуляционных системах охлаждения на привод жидкостных насосов и вентиляторов), но и даст ее значительный прирост. Причем удельные расходы топлива в двигателях с системами ВТИО возможно удастся понизить за счет корректировки состава смеси.

Естественно, испытания лишь одного двигателя, оборудованного предлагаемой системой КСУТ с ВТИО, несмотря на значительный объем экспериментальных исследований (была снята 121 опытная точка), не дадут полного ответа на все вопросы, связанные с разработкой, исследованиями и эксплуатацией систем ВТИО с повышенными значениями параметров. Однако решен принципиальный вопрос о возможности создания и широкой эксплуатации такого типа систем. На основании исследований уже можно сделать выводы об общем характере и относительных величинах различных зависимостей, присущих данным системам охлаждения как отдельно, так и в комплексе с системами утилизации. В дальнейшем с учетом предполагаемого типа или режима работы силовой установки с ВТИО можно будет подобрать режимы и регулировки системы, обеспечивающие повышение эффективности всей силовой установки в целом.

Работы, уже проведенные в рамках создания системы ВТИО с повышенными значениями параметров, полностью подтвердили надежды, возлагаемые на такой тип систем охлаждения, пригодных к использованию самостоятельно и в комплексе с системами утилизации.

Естественно, необходимы дальнейшие исследования для проведения более углубленного анализа, получения более точных зависимостей, применения более рациональных конструктивных схем и решений и, в конечном итоге, для создания систем охлаждения более эффективных, чем на ДВС в настоящее время.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Двигатели** внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей: под ред. Орлина А. С., Круглова М. Г. [Текст] — М.: Машиностроение, 1985. — 456 с.
2. **Костин, А. К.** Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания [Текст] / А. К Костин, В. В. Ларионов, Л. И. Михайлов. — Л.: Машиностроение, 1979. — 214 с.
3. **Стефановский, Б. С.** Теплонапряженность деталей быстроходных поршневых двигателей [Текст] / Б. С. Стефановский. — М.: Машиностроение, 1978. — 125 с.
4. **Петриченко, Р. М.** Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Р. М. Петриченко. — Л.: Машиностроение, 1975. — 224 с.
5. **Ливенцов, Ф. Л.** Высокотемпературное охлаждение поршневых двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Ф. Л. Ливенцов. — Л.: Машиностроение, 1964.
6. **Курзон, А. Г.** Судовые комбинированные энергетические установки [Текст] / А. Г. Курзон, Б. С. Юдовин. — Л.: Судостроение, 1981.
7. **Маслов, В. В.** Утилизация теплоты судовых дизелей [Текст] / В. В. Маслов. — М.: Транспорт, 1990. — 144 с.
8. **Богданов, В. Н.** Комбинированный двигатель внутреннего сгорания и паровой двигатель [Текст] / В. Н. Богданов // Повышение экологичности и эффективности автомобиля: межвуз. сб. научн. тр. — М.: МАСИ, 1990. — С. 18—28.
9. **Богданов, В. Н.** Комбинированный двигатель внутреннего сгорания и паровой двигатель [Текст] / В. Н. Богданов // Российские гранты в области транспортных наук за 1993 г. Под ред. В. П. Калявина. — СПб.: Элмор, 1994.
10. **Шейпак, А. А.** Применение бинарных и парогазовых циклов в автотранспортных двигателях [Текст] / А. А. Шейпак, М. А. Чекалов, В. Н. Богданов // Материалы 6-го Междунар. науч.-практ. сем. Под ред. В. В. Эфроса. — Владимир: Владим. гос. ун-т, 1997. — С. 98—101.
11. **Богданов, В. Н.** Разработка и исследование системы высокотемпературного испарительного охлаждения двигателей внутреннего сгорания с повышенными параметрами охлаждающего тела [Текст] / В. Н. Богданов // Техника, технологии и перспективные материалы: межвуз. сб. науч. тр. — М.: МГИУ, 2005. — С. 28—33.
12. **Богданов, В. Н.** Двигатель внутреннего сгорания. А. с. СССР № 161528. Бюл. № 47 от 23.12.1990.
13. **Богданов, В. Н.** Исследование термодинамического цикла поршневого ДВС с подачей дополнительного рабочего тела [Текст] / В. Н. Богданов // Машиностроение и инженерное образование. 2009. — № 3 (20). — С. 2—17.

УДК 004.415.25

Я. С. Агейкин,
Н. С. Вольская,
д-ра техн. наук,
проф-ры,
И. В. Чичекин,
асп.,
ГОУ МГИУ
E-mail:
Volskaia@
mail.msiu.ru

Определение механических характеристик верхнего слоя грунтов при оценке проходимости колесных машин

На стадии проектирования конструктору необходимо иметь возможность оценить деформативные свойства верхнего мягкого слоя грунтов предполагаемого района эксплуатации колесных машин высокой проходимости или специального назначения. Эти свойства зависят от типа и физического состояния грунта. Разработка методики, позволяющей решать данную проблему без проведения специальных экспериментов, дает возможность прогнозировать показатели проходимости колесных машин на момент конструкторских проработок.

Ключевые слова: *грунт, физико-механические характеристики, влажность, плотность, колесная машина, проходимость.*

Решением сложной проблемы — оценки деформативных свойств верхнего слоя грунтов с учетом их многообразия и неоднородности посвящены работы многих специалистов в области проходимости колесных машин как в нашей стране, так и за рубежом. В России одной из ведущих по этому вопросу является школа профессора Я. С. Агейкина (ГОУ МГИУ). Учеными этой школы признано, что неоднородность физико-механического состояния грунта предпочтительно учитывать в вероятностно-статической форме. По агрогидрологическим справочникам и почвенным картам районов эксплуатации можно прогнозировать распределение физического состояния (влажности W и плотности ρ) конкретного грунта [1]. Из механики грунтов [5] известно, что от влажности и плотности грунта зависит его механическое состояние, которое оценивается с помощью следующих инвариант: модуля деформации E, угла внутреннего трения φ_0, внутреннего сцепления c_0.

Таким образом разработан метод представления неоднородности состояния грунта — вероятностно-статистический. Однако нет полной ясности в методе расчета конкретных значений инвариант грунта в зависимости от его физического состояния (W, ρ) [3].

Наиболее полно рассматриваемая проблема изучалась специалистами в области механики грунтов. Но здесь задача решается с целью прогнозирования прочностных характеристик опорных оснований для зданий и технических сооружений глубоких слоев грунтов, как правило, в зависимости от подземных источников колебаний. Таким образом, инварианты определяются для более плотных слоев грунтов и естественно меньше зависят от погодных условий и времени года, т. е. этими данными напрямую пользоваться невозможно. Колесные машины высокой проходимости осуществляют движение по верхним слоям грунта. Инварианты верхних слоев имеют значительно меньшие значения, чем для глубоких слоев. На рис. 1 представлены результаты экспериментов российских и зарубежных исследователей по определению физико-механических характеристик разных типов верхних слоев грунтов. Из графиков ясна главная тенденция — с увеличением влажности параметры E, φ_0 и c_0 существенно снижаются.

В ГОУ МГИУ разработана методика, позволяющая расчетным методом определять конкретные значения E, φ_0 и c_0 с учетом перечисленных проблем.

Поставленная задача усложняется тем, что многие исследовате-

ли проводят пенетрационные испытания грунтов, представляя его механические свойства с помощью коэффициентов, не имеющих физический смысл (например [2, 4]). Поэтому обобщение результатов уже проведенных экспериментов на грунте достаточно сложная проблема.

В табл. 1 представлены результаты расчета разработанного метода, позволяющие перейти к численным значениям механических параметров грунтов E, φ_0, c_0 и несущей способности грунта q_s в зависимости от влажности, используя результаты грунтовых испытаний по методам М. Г. Беккера, С. С. Саакяна, Р. Берштейна, А. Рииса, В. В. Кацыгина.

Следующим этапом решения поставленной задачи является попытка обобщения имеющихся данных по физико-механическому состоянию известных грунтов, разработка экспериментально-аналитических зависимостей E, φ_0, $c_0 = f(W)$. Здесь необходимо отметить следующие. Существует упрощенная строительная классификация грунтов [5] (табл. 2).

Известно, что показателями пластичности связанных грунтов являются так называемые пределы, или границы текучести $W_т$ и пластичности $W_р$. Графические зависимости механических параметров связных грунтов от влажности и типа грунта можно представить следующим образом — см. рис. 2 (штриховые линии).

Для рассматриваемых грунтов плотность скелета грунта $\rho_с = 1300$ кг/м^3; плотность твердых частиц грунта $\rho_т = 2700$ кг/м^3. Предлагаются к использованию следующие экспериментально-аналитические зависимости, позволяющие по гранулометрическому составу $W_т$ и физическому состоянию W определять расчетным путем механические инварианты грунта E, φ_0, c_0 [3].

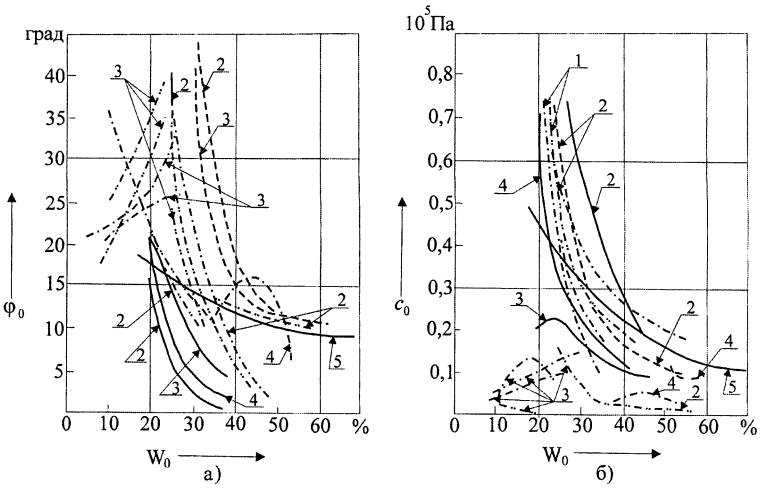


Рис. 1. Зависимость механических характеристик грунтов от влажности:

1 — тощая глина; 2 — тяжелая глина; 3 — супесь; 4 — суглинок; 5 — ил
По данным: —— Н. Н. Иванова, Я. С. Агейкина; – – – В. А. Скотникова; –·–· М. Г. Беккера; –··– Д. Я. Вонга

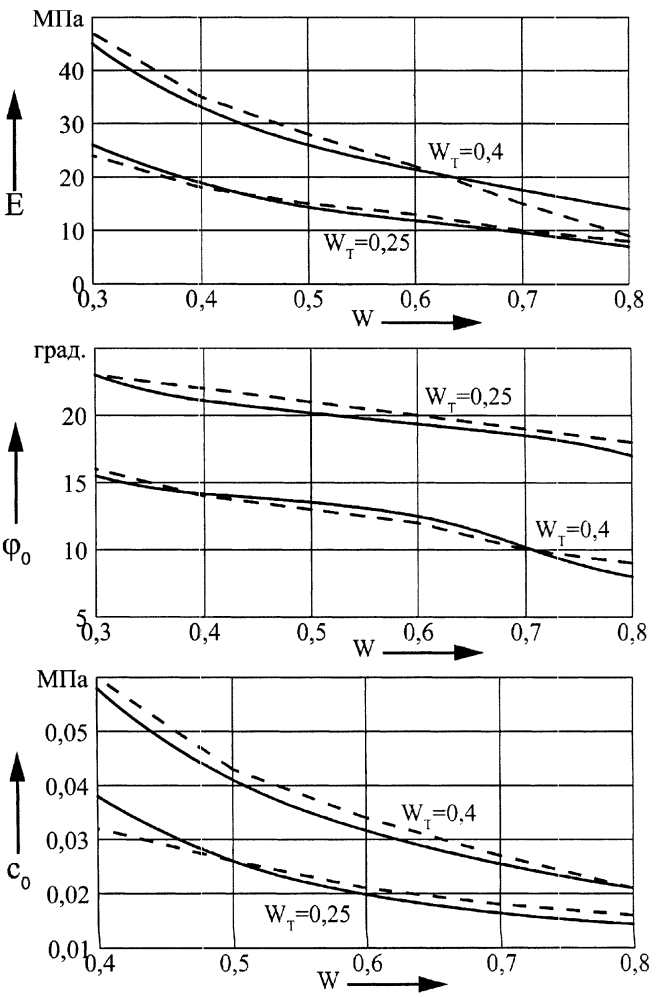


Рис. 2. Зависимость механических параметров грунтов от влажности и типа грунта:

$W_т = 0,4$ — глина, тяжелый суглинок; $W_т = 0,25$ — супесь; сплошная линия — расчетная зависимость, штриховая — экспериментальная

Таблица 1

Расчетные параметры грунтов

Тип грунта	Влажность, %	М. Г. Беккер			С. С. Саакян		Р. Берштейн		А. А. Риис		В. В. Кацыгин		Я. С. Агейкин			
		k_c^*, 10^{-1} МПа/см$^{(1-\mu)}$	$k_ф^*$, 10^{-1} МПа/см$^{\mu}$	μ	c_2^*, 10^{-1} МПа	μ	c_1^*, 10^{-1} МПа/см$^{\mu}$	μ	A	μ	P_0, 10^{-1} МПа	k^*, 10^{-1} МПа/см	E, 10^{-1} МПа	c_0, 10^{-1} МПа	φ_0, °	q_s, 10^{-1} МПа
Супесь (Штат Мичиган)	11	0,84	0,15	0,9	2,45	0,9	0,2	0,9	109,6	0,9	2,19	0,19	2,18	0,69	20	7,54
	23	0,46	0,72	0,7	5,2	0,7	0,75	0,7	233	0,7	4,1	0,63	7,9	0,51	25	7,15
Супесь (Штат Мэриленд)	32	0,33	0,06	0,4	0,24	0,37	0,09	0,37	12,4	0,37	0,2	0,06	1,08	0,03	15	0,23
Супесь	15	0,21	0,61	0,7	4,33	0,7	0,62	0,7	194	0,7	3,42	0,52	6,6	0,35	29	6,0
Пахота	—	0,0	0,11	0,95	1,53	0,96	1,11	0,96	68,6	0,96	1,5	0,11	1,17	0,9	27	9,91
Дискованная пахота	—	0,6	1,44	0,60	7,8	0,6	1,48	0,6	348	0,6	6,14	1,17	15,9	0,4	22	9,13
Суглинок (Таиланд)	45	1,88	0,69	0,30	1,86	0,3	0,81	0,3	1,86	0,3	1,62	0,58	11,6	0,21	17	1,77
	38	1,40	0,32	0,50	3,13	0,5	0,79	0,5	3,13	0,5	2,48	0,6	8,84	0,44	13	3,31
Тяжелая глина	30	7,20	9,30	0,12	6,40	0,12	4,6	0,12	6,4	0,12	6,06	3,60	12,9	0,50	22	5,90
	35	4,00	4,35	0,13	3,03	0,13	2,15	0,13	3,03	0,13	2,86	1,64	5,8	0,30	14	2,8
	40	2,34	2,00	0,11	0,38	0,11	0,28	0,11	0,38	0,11	0,36	0,20	8,14	0,05	6	0,35
Тощая глина	24	6,62	7,05	0,17	8,20	0,17	5,13	0,17	8,20	0,17	7,60	3,78	108	0,76	18	7,62
	30	1,23	1,21	0,16	2,00	0,16	1,29	0,16	2,00	0,16	1,86	0,96	28,5	0,24	11	1,86
	32	0,71	0,61	0,15	0,99	0,15	0,65	0,15	0,99	0,15	0,92	0,48	14,8	0,12	11	0,92
Песок	12	4,1	0,34	0,71	4,80	0,77	0,85	0,77	349	0,77	5,73	0,74	8,46	0,07	40	6,0
Ил	30	1,64	0,40	0,49	1,88	0,51	0,55	0,51	1,88	0,51	1,77	0,42	14,0	0,17	8	1,5
Суглинок	26	10,41	0,19	0,62	2,81	0,55	0,74	0,55	2,80	0,55	3,16	0,56	7,80	0,40	17	3,9

* Коэффициенты не имеют физического смысла, их размерность представлена согласно теории размерностей.

Таблица 2

Упрощенная классификация грунтов

Наименование	Содержание глинистых частиц, %	Диаметр шнура на пределе раскатывания (пластичности), мм
Глины	>30	<1
Суглинки	30—10	1—3
Супеси	10—3	>3
Пески	<3	Не раскатываются

Для угла внутреннего трения в грунте

$$\varphi_0 = K_{\varphi_1} \sqrt[4]{\frac{K_{\varphi_4}}{W_т}} - K_{\varphi_2}\left(1 - \frac{\rho_с}{\rho_т}\right) K_{\varphi_3} W \frac{W_т}{K_{\varphi_4}}, \quad (1)$$

где $K_{\varphi_1} = 42°$; $K_{\varphi_2} = 40°$; $K_{\varphi_3} = 10°$; $K_{\varphi_4} = 0{,}44°$.

Для модуля деформации грунта

$$E = K_{E_1} \frac{W_т \rho_с^2}{(W - 0{,}05)} - K_{E_2} (W W_т)^2, \quad (2)$$

где $K_{E_1} = 25 \cdot 10^6$ м^5/(кг · с^2); $K_{E_2} = 6 \cdot 10^3$ МПа.

Для внутреннего сцепления в грунте

$$c_0 = K_{c_1} \frac{W_т}{W} \rho_с - K_{c_2} W W_т, \quad (3)$$

где $K_{c_1} = 60 \cdot 10^6$ м^2/с^2; $K_{c_2} = 5 \cdot 10^4$ МПа.

На рис. 2 сплошными линиями в интервале реальных значений влажностей $W = 0{,}4$—$0{,}8$ представлены результаты расчетов.

Во всех известных исследованиях, связанных с прогнозированием уровня проходимости разрабатываемых или сравниваемых между собой образцов колесных машин, наиболее уязвимым и слабым местом является описание и моделирование механического состояния верхнего слоя опорной поверхности предполагаемого района эксплуатации. Разработанный и предлагаемый к использованию метод, основанный на зависимостях (1)—(3), может значительно упростить определение опорно-тяговых показателей проходимости КМ — глубину колеи, коэффициент буксования, свободную удельную тягу.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Агрометеорологический** ежегодник по территории Украинской ССР 1983 год (Киев) [Текст]. — 1985. — Вып. 10. Ч. I. — 530 с.
2. **Беккер, М. Г.** Введение в теорию систем местность—машина [Текст] / М. Г. Беккер. — М.: Машиностроение, 1973. — 520 с.
3. **Вольская, Н. С.** Оценка проходимости колесной машины при движении по неровной грунтовой поверхности [Текст] / Н. С. Вольская. — М.: МГИУ, 2007. — 215 с.
4. **Шухман, С. Б.** Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости: Под общ. ред. С. Б. Шухмана [Текст] / С. Б. Шухман, В. И. Соловьев, Е. И. Прочко. — М.: Агробизнесцентр, 2007. — 336 с.
5. **Маслов, Н. Н.** Основы инженерной геологии и механики грунтов [Текст] / Н. Н. Маслов. — М.: Высшая школа, 1982. — 511 с.

К 100-летию со дня рождения Анатолия Маврикиевича Кригера

Главный конструктор автомобилей ЗИЛ

С именем Анатолия Маврикиевича Кригера как ни с чьим другим в автомобильной отрасли СССР связаны десятки конструкций автомобилей практически всех классов, двигателей и агрегатов. 16 лет работы на ГАЗе от рядового конструктора до заместителя главного, 6 лет — главным конструктором Кутаисского автозавода и 28 лет главным конструктором ЗИЛа, итого 50 лет стажа... К этому следует добавить и то, что Анатолий Маврикиевич являлся фактически первым главным конструктором КАМАЗа. Ведь конструкция всего семейства автомобилей КАМАЗ (кроме силового агрегата и самосвального устройства) была разработана на ЗИЛе. И все, что происходило в конструкторско-экспериментальной службе ЗИЛа с 1954 по 1982 гг. и позже, так или иначе связано с именем Кригера.

А. М. Кригер родился в Краматорске 5 июня 1910 г. в семье учительницы и инженера Краматорского машиностроительного завода (КМЗ), окончившего свои дни в заключении в 1937 г.

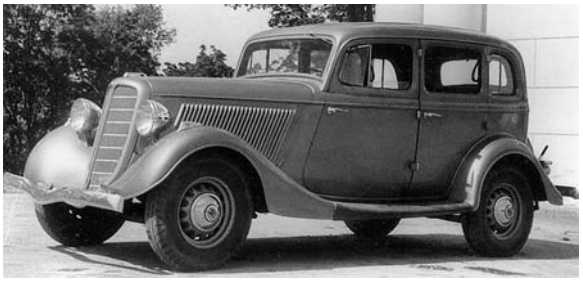
После окончания школы-семилетки в 1924 г., Анатолий Маврикиевич поступил на КМЗ учеником электрика. В 1925 г. по путевке завкома он поступает в профшколу в г. Луганск, окончив которую, в 1926 г. стал работать чертежником-конструктором на Луганском паровозостроительном заводе.

В 1928 г. Анатолий Маврикиевич прошел по конкурсу в Харьковский технологический институт, а в 1930 г. его специальность была переведена в Московский автотракторный институт им. М. В. Ломоносова. В 1932 г. практически весь выпуск института по приказу наркома тяжелой промышленности СССР С. Орджоникидзе направляется на Нижегородский автозавод (позже ГАЗ).

В 1937 г. его назначают начальником КБ двигателей и шасси. В ту пору Анатолий Маврикиевич участвует в разработке легковых автомобилей ГАЗ-11-73 и знаменитой до войны "Эмки" — ГАЗ М-1.

В годы войны Анатолий Маврикиевич сменил разработку легковых автомобилей на работу над танком Т-60, в доработке конструкции которого он участвовал, и танком Т-70, за создание силового агрегата к которому он удостоен Сталинской премии.

Вторую Сталинскую премию А. М. Кригер получил за участие в создании уже послевоенных первенцев ГАЗа — грузовых автомобилей. Анатолий Маврикиевич участвовал также и в создании прославленной горьковской "Победы".



В 1946 г., через 14 лет после перевода на ГАЗ, Кригера назначают заместителем главного конструктора А. А. Липгарта. Патриарх советского автостроения высоко ценил знания, работоспособность и скрупулезность Анатолия Маврикиевича.

В мае 1948 г. Кригера направляют главным конструктором на вновь организованный Кутаисский автозавод.

В июле 1954 г. А. М. Кригера назначают и. о. главного конструктора, а с декабря 1954 г. — главным конструктором ЗИСа.

К моменту прихода Кригера потенциал конструкторско-экспериментального отдела был практически уже сбалансирован, и вовсю шла модернизация автомобилей ЗИС-150 и ЗИС-151. Объем изменений в конструкции обоих грузовых автомобилей был настолько велик, что правильней было бы говорить не столько о модернизации, сколько о новой конструкции обоих автомобилей. И справедливо то, что поставленные на производство, они имели новые индексы ЗИЛ-164 и ЗИЛ-157.

После сдачи конструкторской документации по автомобилям ЗИС-164 и ЗИС-157 на подготовку производства наступил черед грузовых автомобилей второго послевоенного поколения — ЗИЛ-130 и ЗИЛ-131. В предельно сжатые сроки — 1955 и 1956 гг. — были отработаны и утверждены технические задания и разработана конструкторская документация.

За годы создания и доводки конструкции ЗИЛ-130 с 1956 до 1964 гг. было построено тремя сериями более 30 опытных образцов.

Государственная комиссия по приемочным испытаниям дала добро производству семейства грузовиков ЗИЛ-130.

Параллельно со "стотридцаткой" шли разработки и испытания других объектов, которые один за другим ставились на производство:

— 1955 г. — междугородний автобус ЗИС 127;

— 1958 г. — славный ЗИЛ- 157 (с устройством для регулирования давления воздуха в шинах на ходу автомобиля — "подкачка"), не знавший по проходимости себе равных;

— 1958 г. — городской автобус ЗИЛ-158;

— 1967 г. — трехосный ЗИЛ-131, сменивший на конвейере ЗИЛ-157К.

В 1967 г. уже за разработку конструкции и постановку на производство автомобиля ЗИЛ-130 А. М. Кригер был удостоен Государственной премии СССР. ЗИЛ-130 действительно вышел отличным грузовым автомобилем, что было доказано в сравнительных испытаниях с зарубежными аналогами. По таким показателям, как топливная экономичность и динамика, он практически не уступал иностранным, а по прочности — превосходил.

В 1969 г. "грянул" КАМАЗ. ЗИЛу, вернее отделу главного конструктора, была поручена разработка конструкции двух семейств грузовых автомобилей — с колесной формулой 6 × 4 и 6 × 6. К тому времени на ЗИЛе был построен опытный образец дизельного трехосного автомобиля (6 × 4) ЗИЛ-170 с передней кабиной (как у ЗИЛ-169). Он и стал как бы прототипом будущего автомобиля КАМАЗ.

Всего на ЗИЛе было построено и испытано около 40 опытных образцов будущих КАМАЗов. 16 февраля 1976 г. с конвейера КАМАЗа сошел первый грузовик...

За разработку семейства грузовых автомобилей КАМАЗ в 1972 г. А. М. Кригеру было присвоено звание "Заслуженный деятель науки и техники".

Еще до окончания работ по КАМАЗу в 1972 г. наступил черед разработки своей зиловской модели ЗИЛ-4331 — уже третьего послевоенного поколения машин. То был последний аккорд в деятельности Анатолия Маврикиевича.

Его коньком во все времена были: колоссальная работоспособность, огромные знания, неутомимо им пополняемые, и великолепная память. Эти свойства поражали. Коллега Анатолия Маврикиевича по ГАЗу Н. А. Астров, впервые увидевший его в 1941 г. на доработке чертежей танка Т-60, сказал что-то вроде этого: "человек-машина".

Высочайшая внутренняя дисциплина, требовательность к себе и безукоризненный внешний вид Анатолия Маврикиевича невольно заставляли окружающих подтягиваться и стремиться быть на уровне. Его стиль — регулярные совещания с конструкторами и испытателями. На них через призму его знаний, опыта, памяти дотошно рассматривалась аргументация "за" и "против". После чего все проецировалось в протокол в виде решений, им самим сформулированных. Строгий личный контроль исполнения пунктов протокола был гарантом решения задачи.

В общении с окружающими Анатолий Маврикиевич был ровен, вежлив, но тверд и дистанцирован.

Помимо работы на заводе в течение 17 лет (1963—1980 гг.) Анатолий Маврикиевич Кригер возглавлял кафедру "Автомобили и двигатели" Завода-втуза при ЗИЛе (ныне МГИУ). Признанный специалист в области создания отечественной автомобильной техники, руководитель крупнейших конструкторских и экспериментальных коллективов отечественной автомобильной промышленности, воспитатель большой плеяды конструкторов-автостроителей, он пользовался большим авторитетом среди студентов и профессорско-преподавательского состава Завода-втуза.

А. М. Кригер, доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки и техники РСФСР — автор многочисленных научных работ, журнальных статей, опубликованных докладов. Под его редакцией выпущены труды "Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобиля" и "Практика проектирования, испытания и доводки грузового автомобиля ЗИЛ-130", написанные на основе опыта ЗИЛа.

Самоотверженный 50-летний производственный и научный труд Анатолия Маврикиевича в автомобильной промышленности отмечены правительством высокими наградами: двумя орденами Ленина, орденом Октябрьской революции, орденами Трудового Красного Знамени, Красной звезды и многими медалями. А. М. Кригеру трижды (1943 г.; 1947 г.; 1967 г.) присуждались Государственные премии СССР.

Скончался Анатолий Маврикиевич 25 мая 1984 г.

Ю. Н. Мрост
Бывший заместитель начальника бюро
по исследованию и доводке грузовых
транспортных автомобилей УКЭР АМО ЗИЛ

Contents

2 *Chernov A.* System of an electrical supply with the optimised algorithm of work for vehicles
In article the basic ways of decrease in emissions of harmful substances and the expense of fuel are considered by vehicles. Other more simple and cheap way of the decision of the put problem is optimisation of algorithms of work of system of an electrical supply. The author the algorithm providing decrease of the expense of fuel on 8 % and emissions of harmful substances on 6 % without essential complication of system and application additional measuring and actuation mechanisms is offered.
Keywords: the vehicle, emissions of harmful substances, the fuel expense, the storage battery, generating installation, pressure regulator, the hybrid car, algorithm, the electrical supply system, the accelerated charge compensating a charge, internal combustion engine, degree, pressure of adjustment.

5 *Yeuseyenka I. A.* Technique of carrying out of the numerical analysis of circulation of capacity in planetary transmissions
The technique allows to establish influence of circulation of capacity in transmission on smoothness and dynamism of movement of the car, transformation of angular speeds and driving torques. Efficiency of a technique consists in drop of negative influence of circulation of capacity by working out of corresponding recommendations. The technique allows to investigate the reasons of occurrence and specificity of circulation of capacity.
Keywords: a numerical analysis, power circulation, a closed loop, an epicycle gear box, dynamic model, figures of merit.

13 *Kopotilov V. I.* The fuel economy assessment of accelerated movement of motor vehicles according to specific increasing of kinetic energy
The criterion of fuel economy at accelerated movement of motor vehicle is founded. Based on theoretical demonstrations it is proved that the increase of kinetic energy per unit of fuel consumption is estimated by multiplication of the indicator efficiency of engine on the quantity of mechanical efficiency of accelerated movement. It is recorded, that the quantity of fuel economy of accelerated movement is identified by the size of engine loading, accelerated movement and gear ratio.
Keywords: motor vehicles, fuel economy, criterion of efficiency, start, mechanical efficiency of accelerated movement.

18 *Bazhenov E. E., V'yukhin A. V.* "Articulated vehicle application systems in extractive industries in the economy"
The possibility of use of articulated transport systems in the extractive industries of the national economy. The main options for the application of the principle of the modular structure of a transport and technological systems in the forest industry and in agriculture. Shown effectiveness of the use of articulated transport systems in the mining industry in the open as the development of mineral deposits
Keywords: articulated vehicle system, modular construction of transport systems, wheel drive traffic systems

22 *Kulyashov A. P., Kuklina I. G.* Optimization of the selection process of the special automotive equipment
This article focuses on development, received at the Department of Building and Road Machines of the Nizhny Novgorod State Technical University in the field of automation and information processes of cleaning of the roadway in the winter.
Keywords: information system, road snow removal equipment, road conditions, database.

29 *Sheypak A. A., Bogdanov V. N.* Study of the high temperature vaporization cooling system of the internal combustion engines
Examine problems of using waste heat utilization systems of the internal combustion engines with high temperature vaporization of the cooling fluid. There is an opportunity for making such systems more efficient by the further increasing rise of the temperature in the cooling system. Proposed a new design and theoretical procedure for such increasing. Created the construction and was builded up working model of such engine. Presents the results of testing such engine. Some of practical results of testing is reaching the temperature of the fluid up to 204 °C.
Keywords: heat utilization, heat-engines, vaporization cooling system; high temperature.

42 *Ageikin Y. S., Volskay N. S., Chichekin I. V.* Mechanical characteristics of surface ground determination at the time when wheeled vehicle possability is evaluated
At the design stage a designer should evaluate the possability of surface ground deforming properties of the supposed region for operation of wheeled vehicles with good passability or for special purposes. These properties depend on the type and physical ground condition. Working the procedure which allows to solve this problem without carrying out special experiments, gives the predictability of wheeled vehicle passability factors at the time of designing.
Keywords: ground, physical and mechanical characteristics, moisture, density, wheeled vehicle, passability.

46 *To the 100-th aniversary* from the date of Anatoly Mavrikievich Kriger's birth. Chief disingner of ZIL vehicles.

Художественный редактор *Т. Н. Галицына.* Технический редактор *О. Е. Ефремова*. Корректор *Т. В. Пчёлкина*
Сдано в набор 29.04.2010. Подписано в печать 02.06.2010. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 5.88. Уч.-изд. л. 7,01. Заказ 1005. Тираж 168 экз.
Отпечатано в ЗАО "Компания ИМАДЖВЕЙВ". 119607, г. Москва, Мичуринский проспект, д. 27, стр. 2