

ISSN 0005-2337

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1984

3



«ЧТО КАСАЕТСЯ ОСНОВНЫХ НАПРАВЛЕНИЙ РАЗВИТИЯ НАШЕЙ ЭКОНОМИКИ, ОНИ ЧЕТКО ОПРЕДЕЛЕНЫ ПАРТИЕЙ. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ, УСКОРЕННОЕ ВНЕДРЕНИЕ В ПРОИЗВОДСТВО ДОСТИЖЕНИЙ НАУКИ И ТЕХНИКИ, ОСУЩЕСТВЛЕНИЕ КРУПНЫХ КОМПЛЕКСНЫХ ПРОГРАММ — ВСЕ ЭТО В КОНЕЧНОМ СЧЕТЕ ДОЛЖНО ПОДНЯТЬ НА КАЧЕСТВЕННО НОВЫЙ УРОВЕНЬ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНЫЕ СИЛЫ НАШЕГО ОБЩЕСТВА».

(Из речи Генерального секретаря ЦК КПСС
К. У. Черненко на февральском (1984 г.)
Пленуме Центрального Комитета КПСС)

Пролетарии всех стран, соединяйтесь!

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

3
МАРТ
1984

Издается с 1930 года

Москва • Машиностроение

Экономика
и организация
ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113.073.286

Базисные расходы топлива: согласование нормативных показателей, применяемых автомобилестроителями и эксплуатационниками

Канд. техн. наук А. А. ТОКАРЕВ, канд. техн. наук В. Ф. КУТЕНЕВ, Э. И. НАРКЕВИЧ,
В. С. КРУПЧЕНКОВ, канд. техн. наук А. А. ЧАРЫКОВ

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

ВАЖНОСТЬ проблемы рационального использования топливно-энергетических ресурсов страны определяет растущие требования к топливной экономичности автотранспорта. А это, в свою очередь, требует постоянного совершенствования конструкций АТС, методов их испытаний, исследований и доводки. И такие методы создаются. Например, на Центральном научно-исследовательском автополигоне НАМИ разработан комплекс методов исследования топливной экономичности и скоростных свойств автомобилей, позволяющий не только всесторонне оценивать, но и оптимизировать соответствующие конструктивные параметры АТС, осуществлять целенаправленный поиск наиболее эффективных путей улучшения указанных выше свойств. Однако разработанные на этой базе и внедренные в ряде случаев в конструкцию АТС мероприятия зачастую не сразу находили отражение в эксплуатационных нормах расхода топлива. Причина заключается в несовпадении показателей топливной экономичности, используемых изготавителями АТС и их потребителями: первые определяли расходы топлива при определенных (заданных) режимах движения, а вторые — на основе расчета для усредненных условий эксплуатации.

Положение должна исправить межотраслевая методика определения базисных расходов топлива автомобилей всех типов (легковые, грузовые, автобусы, автопоезда), разрабо-

танная автополигоном НАМИ в содружестве с НИИАТом Минавтотранса РСФСР и НИИПиНом Госплана СССР и утвержденная Минавтопромом.

В соответствии с этой методикой под термином «базисный расход топлива» понимается средневзвешенный расход топлива, полученный в стабильных условиях движения АТС (горизонтальная дорога с твердым покрытием, заданный скоростной режим и т. п.), при заездах по магистральному и городскому ездовым циклам, которые имитируют реальные эксплуатационные режимы движения. Соотношение долей расхода топлива в циклах определяется при помощи коэффициентов весомости, которые представляют собой отношение пробегов в городских и магистральных условиях к общему пробегу автомобиля в эксплуатации, принятому за единицу.

Примерные графики допускаемых скоростей движения в магистральном и городском ездовых циклах для грузовых автомобилей (а) и автобусов (б) общего назначения представлены схемами (рис. 1 и 2).

Область применения методики — базовые модели легковых, грузовых автомобилей и автобусов опытного, серийного и массового производства, за исключением внедорожных автомобилей с нагрузкой на ось свыше 100 кН.

Как было сказано выше, методика устанавливает условия

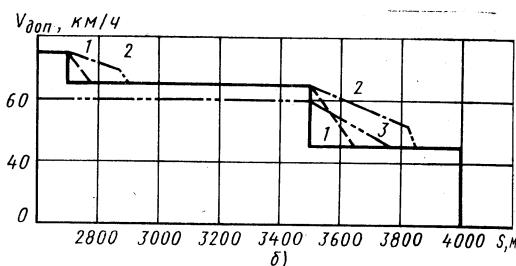
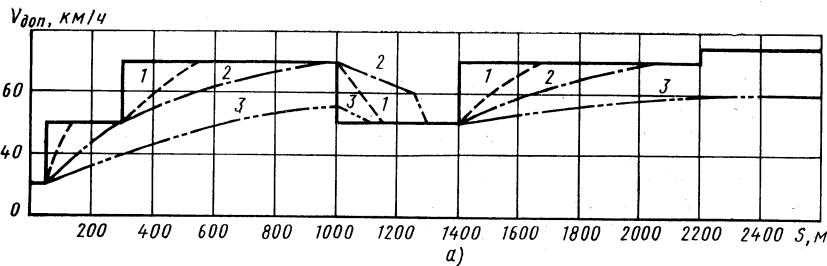


Рис. 1. Схема магистрального ездового цикла для грузовых автомобилей (а) и автобусов (б):
1, 2, 3 — автомобили удельной мощности 21,7 и 5 кВт/т

и методы определения базисных расходов топлива при движении АТС на прямой и горизонтальной дороге с твердым покрытием. В качестве эталонной принимается динамометрическая дорога автополигона НАМИ. Условия испытаний, включая измерительную аппаратуру, соответствуют ГОСТ 20306-74 (срок действия стандарта продлен).

Предлагаемые ездовые циклы испытаний выгодно отличаются от американского и европейского простотой своей структуры, возможностью использовать обычную измерительную аппаратуру, более высокой воспроизводимостью. Кроме того, магистральный и городской ездовые циклы воспроизводят реальные эксплуатационные режимы движения автомобилей на пути, равном всего 4 км горизонтальной дороги, что дает возможность получить результаты с погрешностью не более 3%. Это позволяет ускорить испытания в десятки раз, по сравнению с эксплуатационными испытаниями.

Зачетные заезды проводят в противоположных направлениях движения, не менее трех раз в каждом. При этом замеряют расход топлива и время прохождения измерительного участка, затем подсчитывают средние арифметические значения показателей для всех зачетных заездов.

Для измерения расхода топлива в ездовом цикле (магистральном, городском) автомобиль должен совершить пробег по измерительному участку дороги с соблюдением заданных режимов движения. Например, в магистральном цикле заезд начинают с заданной установившейся скорости, а в городском — с места. Движение с постоянной скоростью начинают с наиболее высокой передачи, на которой минимальная устойчивая скорость не превышает заданную, а частота вращения коленчатого вала двигателя больше минимальной не менее чем на 200 мин⁻¹. Высшую передачу включают при скорости более 40 км/ч. Отклонение от заданной постоянной скорости допускается в пределах ± 1 км/ч.

Режим разгона в интервале заданных скоростей начинают на одной из низших передач, на которой номинальная скорость выше начальной скорости разгона не менее чем на 5 км/ч, и при полной подаче топлива. Если интенсивность разгона такова, что автомобиль не достигает заданной скорости на данном участке пути, то разгон продолжают на последующем участке с соблюдением графика скоростей (рис. 1, кривая 3).

Режим замедления двигателем в заданном интервале скоростей и на заданном пути выполняют при отпущенном педали подачи топлива, без выключения передачи (принудительный холостой ход). Служебное торможение выполняют со средним отрицательным ускорением, равным примерно 1 мс⁻².

Кроме графиков допускаемых скоростей, для каждого ездового (городского, магистрального) цикла разработана подробная операционная карта движения.

В методике приведены также формулы для расчета средней скорости движения и расхода топлива в ездовых циклах.

Эти величины для городских автобусов рассчитываются шестью ездовыми циклами, различающимися по пути, заданной скорости и коэффициенту весомости.

Согласно методике, базисный расход топлива $Q_{si}(\delta)$ единичного образца автомобиля определяется как сумма произведений — базисного расхода топлива в городском цикле на коэффициент K_g весомости городских условий эксплуатации и базисного расхода топлива в магистральном цикле на коэффициент K_m весомости магистральных условий эксплуатации. Рекомендуемые значения коэффициентов весомости, полученные в условиях эксплуатации с учетом типа и назначения АТС, приведены в таблице.

Тип автотранспортного средства	K_g	K_m
Автомобили легковые, грузовые и автобусы полной массой до 3,5 т	0,6	0,4
Автомобили грузовые и автопоезда с бортовой платформой полной массой свыше 3,5 до 11 т, автомобили-фургоны общего назначения и специализированные	0,4	0,6
Автомобили грузовые и автопоезда с бортовой платформой полной массой свыше 11 т	—	1,0
Автопоезда в составе седельного тягача с полуприцепом	—	1,0
Автомобили-самосвалы:		
строительные	0,8	0,2
сельскохозяйственные	0,4	0,6
Автобусы:		
общего назначения	0,6	0,4
междугородные	—	1,0
«Турист» и пригородные	0,4	0,6
городские	1,0	—

Базисные расходы топлива определяют для двух состояний автомобиля по массе (с номинальной нагрузкой и без нагрузки).

Применительно к отдельным образцам показатель базисного расхода служит для предварительной оценки эффективности конструктивных мероприятий, направленных на улучшение топливной экономичности, контроля стабильности выпускаемой продукции, а также для расчета базисного расхода топлива данной модели автомобиля. Последний является вероятностной величиной, статистические характеристики которой определяются по результатам испытаний не менее трех образцов автомобилей данной модели, с числом заездов в каждом ездовому циклу также не менее трех.

По известным формулам определяют выборочные оценки статистических характеристик: математическое ожидание (выборочное среднее), дисперсию и квадратичное отклонение.

Для исключения ошибок результаты наблюдений необходимо проверить на аномальность по критерию Смирнова.

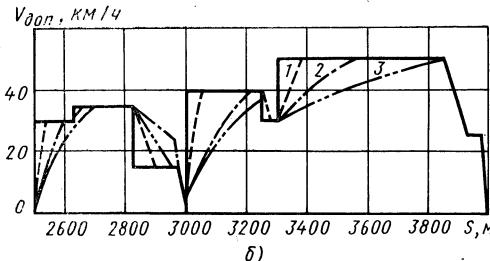
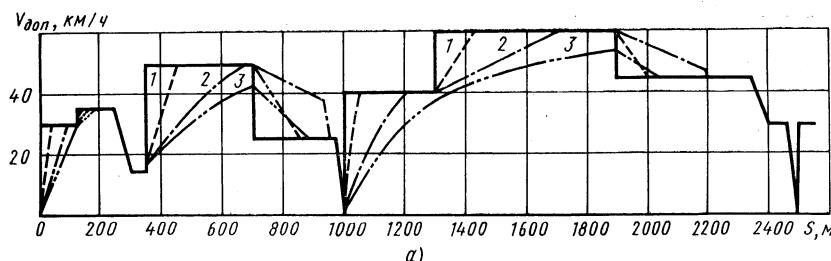


Рис. 2. Схема городского цикла для грузовых автомобилей (а) и автобусов (б) (обозначения те же, что на рис. 1)

блудая определенную последовательность вычислений. Сначала определяют среднее выборочное квадратичное отклонение. Затем по максимальному и минимальному значениям базисного расхода топлива из всех наблюдений (опытов) вычисляют критерий Смирнова V , задаются уровнем значимости (обычно $\alpha=0,05$) и по специальной таблице определяют предельное значение величины $V_{1-\alpha}$. Если величина \hat{V} , подсчитанная по формуле, окажется меньше $V_{1-\alpha}$, то результаты наблюдений и их статистические характеристики принимаются. Если же наоборот, то аномальность устраняется по оставшемуся объему выборки — вплоть до принятия результатов наблюдений. Если при этом окажется, что принято менее трех результатов наблюдений, испытания автомобилей следует повторить, предварительно проверив их техническое состояние, или заменить отбракованные образцы.

Базисный расход топлива для данной модели автомобиля с полной нагрузкой и без нагрузки задают тремя величинами — математическим ожиданием, дисперсией и числом испытанных образцов (m_x , S_x^2 , n_x): например, $m_x=35,2$ л/100 км; $S_x^2=1,53$; $n_x=6$.

Как уже отмечалось выше, базисный расход может служить критерием при решении ряда важных задач, в том числе при сравнительной оценке топливной экономичности серийного и модернизированного автомобилей: сравниваются базисные расходы топлива, полученные при номинальной (полной) нагрузке для серийной (m_x) и модернизированной (m_y) моделей автомобилей. При этом проверяется однородность выборочных дисперсий в следующей последовательности.

Сначала определяют величину экспериментального значения критерия Фишера (F) как отношение двух выборочных дисперсий (большая величина в числителе). При принятом уровне значимости ($\alpha=0,05$) и степенях свободы $V_1=n_1-1$, $V_2=n_2-1$ находят (по таблице) критическое значение критерия Фишера $F_{0,925}$ (V_1 , V_2). При этом объемы выборки n_1 и n_2 должны соответствовать своим дисперсиям. Далее сравнивают полученные значения критерия Фишера. Если его экспериментальное значение меньше табличного, то диспер-

сии считаются однородными, в противном случае — неоднородными.

Следующий этап — проверка гипотезы о равенстве двух средних значений при заданном уровне значимости ($\alpha=0,05$). Для этого вычисляют средневзвешенную по степеням свободы выборочную дисперсию и экспериментальное значение критерия Стьюдента; по специальной таблице определяют критическое значение критерия Стьюдента ($t_{0,975}$) и сравнивают полученные значения между собой. Если экспериментальное значение критерия по абсолютной величине меньше табличного, то две средние величины m_x и m_y принимают равнозначными и считают, что внесенные конструктивные изменения не оказывают практического влияния на топливную экономичность автомобиля. Если же экспериментальное значение критерия больше табличного, то есть основание считать, что расход топлива у серийного и модернизированного образцов неравнозначны.

Следовательно, сравнивая величины m_x и m_y , можно определить как качественное (лучше, хуже), так и количественное (в %) влияние внесенных конструктивных изменений на топливную экономичность автомобиля. Кроме того, эти данные могут служить исходными при расчете экономической эффективности внедрения мероприятий, направленных на повышение топливной экономичности автомобилей (за исходный принимают базисный расход топлива серийного образца).

Предполагается, что в дальнейшем базисный расход топлива, полученный в стабильных условиях по ГОСТ 20306—74, будет служить одним из основных показателей топливной экономичности автомобиля, указанных в его паспорте. Он же будет служить исходным для установления индивидуальной эксплуатационной нормы расхода топлива при поступлении автомобиля к потребителю. При этом должны быть учтены (при помощи поправочных коэффициентов) все другие, отличающиеся от стабильных условия эксплуатации (климатические зоны, сезон года, класс дорог и т. п.).

Таким образом, базисный расход топлива может стать одним из основных показателей, позволяющих оценивать уровень топливной экономичности автомобилей, эффективность внедрения конструктивных мероприятий и более обоснованно устанавливать эксплуатационные нормы расхода топлива.

ДВИГАТЕЛИ

УДК 621.436.313

О проблемах и перспективах создания адиабатных дизелей

Канд. техн. наук П. Л. ОЗИМОВ, В. К. ВАНИН

НАМИ

На протяжении десятилетий ученые-исследователи многих стран работают над совершенствованием рабочего процесса поршневых двигателей внутреннего сгорания. Не являются исключением и последние годы: в мировом двигателестроении широко ведутся работы, цель которых — повышение эффективного КПД силовой установки, а следовательно, снижение расхода топлива. Одним из средств достижения этой цели является теплоизоляция поверхностей деталей, формирующих камеру сгорания и отводящих отработавшие газы из нее. В качестве теплоизоляционного материала используется различного рода керамика, обладающая малой теплопроводностью и высокой термостойкостью (до 1400—1800 К). Чаще всего применяется керамика на основе нитрида кремния, оксидная керамика, например, двуокись циркония, а также другие керамические материалы, обладающие необходимыми теплофизическими и прочностными свойствами.

Применение керамических материалов в двигателестроении, в первую очередь в конструкции поршней, гильз цилиндров,

головок цилиндров, выпускных трубопроводов (рис. 1) сократит потери тепла в стенки камеры сгорания, позволит довести рабочую температуру ее стенок до 1000—1300 К (вместо 500—600 К у обычных двигателей). Это приблизит рабочий процесс двигателя к адиабатному, т. е. к процессу с ограниченными потерями тепла в окружающую среду. Повышение начальной температуры цикла сделает двигатель более «горячим», а следовательно, и более экономичным (примерно на 3—5%). Вместе с тем, повысится эксергия (работоспособность) отработавших газов, которая может быть реализована в системах газотурбинного наддува, а затем в силовой газовой турбине, соединенной с коленчатым валом двигателя согласующим редуктором (например, по схеме, показанной на рис. 2): предварительными расчетами установлено, что соединение поршневого адиабатного двигателя с газовой турбиной обеспечит снижение расхода топлива на 10—15%.

Сокращение потерь тепла в стенки камеры сгорания позволяет уменьшить затраты энергии на функционирование агре-

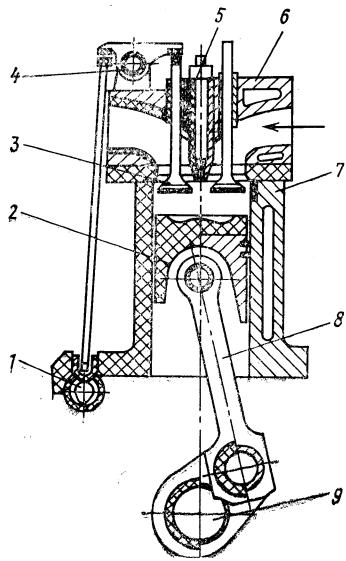


Рис. 1. Конструктивная схема двигателя с использованием керамики в качестве теплоизоляционного материала:
1 — распределительный вал; 2 — поршень; 3 — клапан; 4 — коромысло; 5 — форсунка; 6 — головка цилиндров; 7 — гильза цилиндра; 8 — шатун; 9 — коленчатый вал

гатов системы охлаждения или полностью их устранить, что должно снизить расход топлива двигателем еще на 2—3%. Дополнительное снижение эксплуатационного расхода топлива обеспечивается и за счет уменьшения габаритов, массы двигателя и моторного отсека автомобиля вследствие устранения водяного радиатора, вентилятора, водяного насоса, рубашек охлаждения цилиндров и головок ци-

линдров, а также за счет замены традиционной жидкостной смазки деталей газовой или твердой (снижение механических потерь).

Практическая реализация всех перечисленных мер позволит, как ожидается, на 15—25% снизить удельные расходы топлива ДВС и довести абсолютные их значения до 170—180 г/(кВт·ч).

Таковы прогнозы по адиабатному двигателю, теоретические предпосылки создания которого известны давно: в частности, то, что чем выше уровень рабочих температур, тем выше КПД

двигателя. (О целесообразности теплоизоляции двигателя говорил еще Р. Дизель). Более того, идея была частично реализована (например, на двухтактных двигателях Юнкерса в 1940 г.).

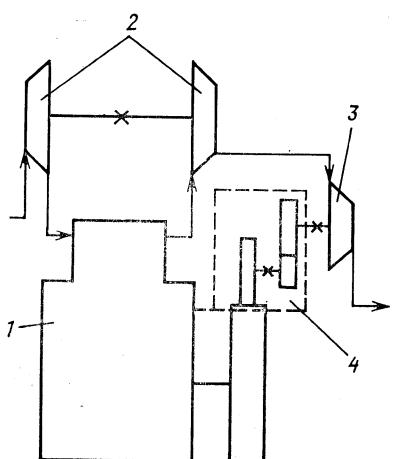


Рис. 2. Принципиальная схема компаундного двигателя адиабатного типа:
1 — двигатель внутреннего сгорания; 2 — турбокомпрессор; 3 — утилизационная тяговая турбина; 4 — согласующий редуктор

Однако вплотную работами по теплоизоляции камеры сгорания, выпускного тракта и турбокомпандирования в одном адиабатном двигателе впервые (начало 70-х годов) занялась фирма «Камминс» (США). Сейчас же такие работы ведутся большинством ведущих зарубежных как двигателестроительных фирм, так и фирм, изготавлиющих керамику. В их числе такие, как «Камминс» и «Детройт Дизель» (США), «НГК Плаг», «Комацу», «Ниссан» (Япония), «Клекнер Хумбольт Дайтц», «Фольксваген» (ФРГ), «Фиат» (Италия), «Вольво» (Швеция), «Роллс-Ройс» (Англия) и др.

Возрастание интереса к адиабатным двигателям объясняется рядом причин.

Во-первых, появились и развиваются новые виды высококачественной керамики, позволившей сконструировать, изготовить и испытать различные варианты поршней, цилиндров и их головок. (Моторесурс таких деталей в двигателе достигает уже примерно 250 ч и более).

Во-вторых, реализация адиабатного двигателя позволит, как отмечалось выше, существенно сократить расходы топлива нефтяного происхождения.

В-третьих, адиабатные двигатели являются многотопливными. Объясняется это тем, что при повышении рабочих температур стенок камеры сгорания с 500 К до 1000—1300 К резко снижается период задержки воспламенения и требования к цетановому числу топлива (практически без стуков двигатель работает во всем диапазоне режимов на топливах, имеющих

вместо нормального для дизельного топлива цетановое число 52, цетановые числа 30 и даже 10). Иными словами, в адиабатном двигателе можно использовать топлива ненефтяного происхождения — сжиженный уголь, спирты, сжиженный сланцы и т. п. Тем самым устраняется его зависимость от нефти.

В-четвертых, отпадает необходимость в использовании деталей двигателя, турбин турбокомпрессора жаростойких сплавов на основе никеля, кобальта, вольфрама, хрома.

В-пятых, экологические качества адиабатного двигателя будут выше, чем у двигателя традиционного исполнения. Это обусловлено тем, что при высоких температурах снижается жесткость работы, а следовательно, и уровень шума двигателя уменьшается суммарный выброс токсичных веществ с отработавшими газами. (Даже суммарный выброс окислов азота и единицу пути и в единицу времени не увеличивается — вследствие значительного сокращения расхода топлива при постоянстве коэффициента избытка воздуха).

Таким образом, потенциальные преимущества адиабатного двигателя весьма убедительны. Поэтому и ведутся сейчас по всему миру его разработка и исследования. Работа идет по трем основным направлениям: создание керамических материалов пригодных для применения в двигателях в качестве теплоизоляционных и конструкционных для элементов двигателя с применением керамики, и совершенствование технологии изготовления деталей из керамики; разработка элементов систем турбонаддува с использованием керамики для условий работы при повышенных до 1300 К температурах; создание компаундированных двигателей для более полного использования экспериментов, отработавших газов.

Основные проблемы первого направления связаны с преодолением повышенной хрупкости керамики, ее низкой сопротивляемости усталостному разрушению, плохой обрабатываемости. Керамика хорошо работает на сжатие, но слабо сопротивляется растягивающим напряжениям изгиба. Последнее определяет сложность конструирования комбинированных деталей адиабатного двигателя, состоящих из керамического элемента и сопротивляемой с ним металлической основы детали. Проблема сопротивления керамики с металлом детали усугубляется разностью коэффициентов термического расширения, значения которых у керамики в 3—7 раз меньше, чем у металлов. Поэтому практическая реализация, например, дизелей адиабатного типа в большей мере будет определяться успехами в создании теплоизоляционного керамического материала, в первом приближении удовлетворяющего следующим основным техническим требованиям: коэффициент теплопроводности в интервале температур 500—1300 К не более 12,5 Вт/мК; коэффициент термического расширения в интервале температур 270—1000 К равен $(3—10) \cdot 10^{-6}$ град $^{-1}$; предел прочности при статическом изгибе в диапазоне рабочих температур 270—1500 К не менее 500 МПа; термостойкость — не менее 1100 К; керамические материалы, используемые в конструкциях деталей автомобильных двигателей, должны сохранять работоспособность в течение не менее 10 тыс. ч при условии, что температура деталей перед пуском двигателя составляет 213—323 К, время их прогрева до температуры 800—1000 К равно 10—15 мин, время остывания до температуры перед пуском — 40 мин.

При выборе керамических материалов применительно к адиабатному двигателю необходимо уделять также внимание разработке методов проверки качества при массовом изготовлении деталей из керамики, в том числе методов неразрушающего контроля.

Как уже отмечалось, из-за большой разницы коэффициентов термического расширения керамических материалов и сопротивляю-

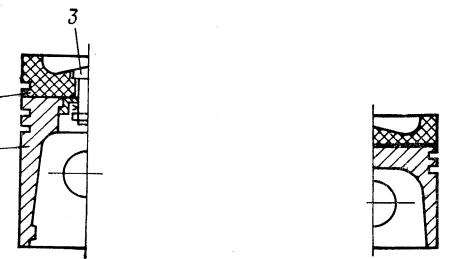


Рис. 3. Соединение керамической головки поршня с тронком при помощи болта и конической пружины:
1 — тронк; 2 — головка; 3 — болт

Рис. 4. Соединение керамической головки поршня с тронком при помощи пайки

емой с ними металлической основы деталей двигателя проблемой является разработка надежных способов соединений, обеспечивающих долговечную работу этих деталей. Из механических способов соединения, например, керамической головки поршня с тронком, наиболее предпочтительным является способ соединения при помощи центрального болта с коническими пружинами (рис. 3). Эти пружины позволяют компенсировать относительные термические деформации. Однако способ имеет существенный недостаток — наличие крепежного отверстия в керамике, что вызывает появление трещин и ее разрушение.

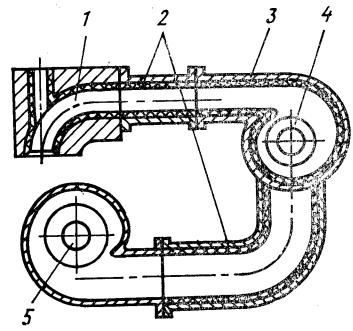
Наиболее перспективным представляется соединение керамики с металлами способом пайки либо заливки в металл (рис. 4). Однако припой должен обеспечить не только надежное соединение при температурах 800—1000 К, но и обладать свойствами, компенсирующими относительные термические деформации и радиальные перемещения.

Более полная утилизация повышенной эксергии отработавших газов связана с обеспечением надежной теплоизоляции соединительных трубопроводов, а также входного аппарата турбины турбокомпрессора (рис. 5) за счет подбора керамического материала и разработки технологии изготовления колеса турбины и способов соединения его с металлическим валом.

Проблематичной остается пока задача обеспечения смазки трущихся поверхностей цилиндро-поршневой группы при

Рис. 5. Теплоизоляция газового тракта компаундного дизеля адиабатного типа:

1 — выпускной канал головки болта; 2 — соединительные трубопроводы; 3 — входной аппарат турбины турбокомпрессора; 4 — колесо турбины керамическое; 5 — утилизационная турбина



повышенных (700—1000 К) температурах стенок — требуется разработка специализированных синтетических масел или применение других видов смазки керамических поверхностей, например, газовой. В качестве подшипников скольжения и контактных пар также будут использоваться керамические элементы.

Решение названных проблем явится важным фактором ускорения практической реализации дизелей адиабатного типа, что в перспективе может обеспечить значительное сокращение потребления нефтяного топлива автомобилями.

УДК 621.43.052:621.43.019.863

Оптимизация степени сжатия и рабочего объема бензинового двигателя с турбонаддувом

Канд. техн. наук В. И. АНДРЕЕВ, К. А. МОРОЗОВ, Б. Я. ЧЕРНЯК

Московский автомобильно-дорожный институт

ПЕРСПЕКТИВНОСТЬ турбонаддува бензиновых двигателей с целью улучшения топливной экономичности легковых автомобилей [1] делает актуальным ряд конкретных задач по его организации. Одна из наиболее сложных — выбор степени сжатия двигателя. Сложность этой задачи заключается в следующем. Во-первых, поскольку топливную экономичность автомобиля с бензиновым двигателем можно улучшить при помощи турбонаддува главным образом за счет уменьшения рабочего объема двигателя, что, в свою очередь, зависит от его степени сжатия, поскольку в данном случае степень сжатия и рабочий объем нужно выбирать одновременно и в зависимости друг от друга. Во-вторых, влияние степени сжатия бензинового двигателя с турбонаддувом на топливную экономичность автомобиля неоднозначно. Так, уменьшение степени сжатия снижает склонность двигателя к детонации, что при турбонаддуве позволяет увеличить литровую мощность и, следовательно, уменьшить рабочий объем. Это улучшает топливную экономичность автомобиля. Вместе с тем, снижение степени сжатия уменьшает индикаторный КПД цикла, что ухудшает топливную экономичность двигателя и, следовательно, автомобиля.

В связи с отмеченной неоднозначностью влияния степени сжатия, решение рассматриваемой задачи требует прежде всего конкретизации конечной цели и условий применения турбонаддува.

Рассмотрим основы метода и результаты оптимизации степени сжатия и рабочего объема для случая, когда турбонаддув применяется с целью улучшения топливной экономичности конкретного легкового автомобиля общего назначения при условии, что двигатель — определенного типа, работает на заданном топливе и обеспечивает необходимые мощностные показатели.

В качестве параметра оптимизации принят «среднерегламентированный расход топлива» Q_e , который для легковых автомобилей с максимальной скоростью движения, превышающей 130 км/ч, определяется как сумма 55% расхода топлива при выполнении ездового цикла по ОСТ 37.001.054—74, 35 и 10% соответственно расходов топлива при движении с постоянными скоростями 90 и 120 км/ч. Следует подчеркнуть, что при организации турбонаддува с целью улучшения топливной экономичности автомобиля, в связи с отмеченной неоднозначностью ее зависимости от степени сжатия, использовать в качестве параметра оптимизации степени сжатия и рабочего объема двигателя показатели его топливной экономи-

ческости без учета параметров автомобиля, для которого предназначен двигатель, недопустимо.

Решение задачи состоит в том, чтобы получить зависимость величины Q_e от степени сжатия ε и рабочего объема V_h для принятых автомобиля и двигателя при оговоренных условиях, найти минимум этой зависимости и определить ε и V_h , соответствующие найденному минимуму. Очевидно, что экспериментальное решение задачи, требующее наличия семейства двигателей с турбонаддувом и разными ε и V_h , а также соответствующих испытаний автомобиля с каждым из этих двигателей, очень трудоемко. Поэтому принят экспериментально-расчетный метод, который позволяет решить задачу, используя в качестве опытных данных лишь результаты относительно простых стендовых испытаний только одного двигателя семейства (базового двигателя) при нескольких значениях ε . Базовый двигатель должен быть аналогичен искому с турбонаддувом, т. е. двигателю, для которого решается задача, по всем тем конструктивным особенностям (кроме, естественно, значений ε и V_h) и регулировкам, которые существенно влияют на топливную экономичность двигателя и его склонность к детонации. В частности, это означает, что при каждом значении ε регулировки по меньшей мере систем наддува, топливоподачи и зажигания у базового и искового двигателей на всех обследуемых режимах должны быть выбраны исходя из одинаковых требований. Из сказанного следует, что до получения необходимых для решения задачи опытных данных в конструкцию и регулировки базового двигателя должны быть внесены все изменения, связанные с применением турбонаддува и способные заметно повлиять на указанные показатели работы двигателя.

Принятый метод основан на допущении, что нагрузочная характеристика бензинового двигателя с турбонаддувом, выраженная в удельных показателях (удельный эффективный расход топлива по среднему эффективному давлению), при прочих равных условиях не зависит от величины V_h . Кроме того, приняты некоторые другие, указанные ниже допущения.

Согласно принятому методу, задача решается в такой последовательности.

С учетом заданных условий применения турбонаддува выбираются диапазоны ε и V_h , в которых ожидаются оптимальные значения этих параметров; назначаются конкретные значения ε и V_h для обследования. Для каждого сочетания конкретных ε и V_h определяется величина Q_e и строятся зависимости ее от V_h при каждой конкретной ε (рис. 1, сплошные

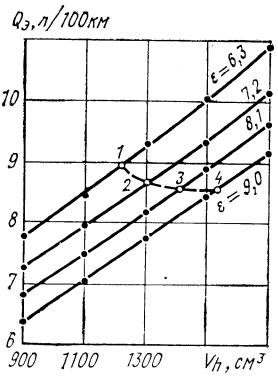


Рис. 1. Определение оптимального сочетания ε и V_h

линий). При каждой из обследуемых ε определяется величина V_h , обеспечивающая заданные мощностные показатели искомого двигателя с турбонаддувом (точки 1—4). Полученные точки соединяются плавной кривой (штриховая линия), которая, очевидно, представляет собой зависимость $Q_s = f(\varepsilon, V_h)$ при условии обеспечения заданных мощностных показателей двигателя. Минимум этой кривой соответствует искомым оптимальным значениям ε и V_h .

Очевидно, что пояснения требуют лишь этапы определения величины Q_s , а также V_h , обеспечивающего заданные мощностные показатели двигателя.

Величину Q_s находят при помощи приближенного способа определения топливной экономичности автомобиля по показателям работы двигателя [2]. Способ заключается в расчете совокупности (матрицы) эквивалентных режимов двигателя, обеспечивающих движение автомобиля по ездовому циклу, определении расходов топлива для каждого эквивалентного режима и суммирования этих расходов с учетом времени работы двигателя на отдельных участках ездового цикла.

Матрица эквивалентных режимов, каждый из которых задается его продолжительностью, величиной среднего эффективного давления и частотой вращения коленчатого вала двигателя, рассчитывается по известным уравнениям тягового баланса автомобиля. При этом неустановившиеся режимы двигателя заменяются на равноценные им по расходу топлива установившиеся: режимы разгонов — на нагружочные режимы с учетом инерционности автомобиля и двигателя (последняя оценивается приведенным моментом инерции двигателя J_d), а режимы замедления — на режимы принудительного холостого хода. Принимается, что расход топлива на всех режимах принудительного холостого хода одинаковый и равен расходу топлива на режиме холостого хода при минимальной частоте вращения коленчатого вала. Принято также, что масса автомобиля не зависит от величины V_h , а значение J_d связано с V_h определенной зависимостью [3] — с поправкой на конструктивные особенности обследуемого семейства двигателей. Поправка определяется сопоставлением значений J_d , полученных для базового двигателя опытным путем и по указанной зависимости. В соответствии с принятым параметром оптимизации, кроме эквивалентных режимов, входящих в матрицу, рассчитываются также режимы двигателя, обеспечивающие движение автомобиля с постоянными скоростями 90 и 120 км/ч.

Расход топлива на режиме холостого хода при минимальной частоте вращения коленчатого вала, т. е. расход для соответствующих эквивалентных режимов, при каждом из обследуемых значений ε для базового двигателя определяется непосредственным измерением, а для других значений V_h — по имеющейся в работе [4] зависимости с поправками на особенности (включая значение ε) данного семейства двигателей. Поправки определяются сопоставлением значений расхода топлива, полученного по указанной зависимости и измеренного для базового двигателя при разных ε .

Расходы топлива для эквивалентных нагрузочных режимов, включая режимы, обеспечивающие скорости движения 90 и 120 км/ч, предлагаются определять по обобщенной зависимости удельного расхода топлива g_e от среднего эффективного давления p_e , частоты вращения коленчатого вала n и степени сжатия ε , т. е. по зависимости $g_e = f(p_e, n, \varepsilon)$, полученной по экспериментальным кривым $g_e = f(p_e)$ базового двигателя при разных ε и распространяющейся на все другие обследуемые значения V_h . Экспериментальные кривые должны быть сняты в таких диапазонах частот вращения коленчатого вала и среднего эффективного давления, чтобы охватить все эквивалентные нагрузочные режимы.

Учитывая время работы двигателя на каждом режиме ездового цикла и общий пробег автомобиля за цикл, найденные величины расходов топлива для всех эквивалентных режимов двигателя однозначно определяют среднерегламентированный расход топлива Q_s автомобилем.

Величины V_h , обеспечивающие заданные мощностные показатели искомого двигателя, определяются по результатам экспериментальной оценки мощностных показателей базового двигателя с турбонаддувом при обследуемых значениях ε , полагая (в соответствии с основным допущением), что эффективность применения турбонаддува не зависит от величины V_h .

Описанный метод был использован при оптимизации ε и V_h бензинового двигателя с турбонаддувом для легкового автомобиля. Масса, снаряженного автомобиля равна 1070 кг; шины — широкопрофильные, низкого давления; момент инерции колеса 0,785 кг·м²; радиус качения колеса 0,278 м; КПД трансмиссии 0,92; передаточные числа коробки передач — 3,308, 2,05, 1,367, 0,972 и 0,755, а главной передачи — 4,1; коэффициент аэродинамического сопротивления движению 0,4; лобовая площадь 1,74 м².

Тип двигателя задан конкретным образцом с $V_h = 1700$ см³ и $\varepsilon = 8,1$, который и использовался в качестве базового двигателя.

Мощностные показатели искомого двигателя заданы значением крутящего момента $M_k = 130$ Н·м при 3800 мин⁻¹. Топливо — бензин АИ-93.

При подготовке базового двигателя к испытаниям для получения требующихся опытных данных было принято, что, кроме необходимых изменений систем впуска и выпуска, применение турбонаддува должно сопровождаться только заменой карбюраторного питания на впрыск бензина форсунками ЦНИИА. Принято также, что рабочие регулировки систем наддува, топливоподачи и зажигания искомого двигателя с турбонаддувом соответствуют оптимальным.

Предположено, что оптимальные значения ε и V_h искомого двигателя находятся в диапазонах соответственно от 6,3 до 9,0 и от 900 до 1700 см³. Кроме этих крайних, для обследования выбраны значения ε , равные 7,2 и 8,1, и V_h , равные 1100, 1300 и 1500 см³. Значения $\varepsilon = 6,3$; 7,2 и 8,1 обследованы экспериментально (степень сжатия от исходной величины, равной 8,1, уменьшалась при помощи прокладок между головкой и блоком цилиндров). Данные при $\varepsilon = 9,0$ получены экстраполяцией результатов опытов и расчетов.

Обобщенная зависимость $g_e = f(p_e, n, \varepsilon)$, необходимая для определения расходов топлива на эквивалентных нагрузочных режимах, найдена по экспериментальным кривым $g_e = f(p_e)$, полученным при шести значениях частот вращения коленчатого вала на базовом двигателе без наддува, т. е. принято допущение, что характеристики бензинового двигателя в диапазоне эквивалентных его режимов не зависят от наличия турбокомпрессора. Для каждой частоты вращения определено также наибольшее среднее эффективное давление p_e^0 max, развиваемое без наддува при полностью открытой дроссельной заслонке и мощностном регулировании состава смеси и опережении зажигания. Математическая обработка экспериментальных кривых показала, что в данном случае все они и, следовательно, искомая зависимость $g_e = f(p_e, n, \varepsilon)$ с достаточной точностью описываются одной кривой $g_e = f(p_e)$, где $g_e = g_e/g_{e\min}$ и $p_e = p_e/p_e^0$ max. На рис. 2 эта кривая, а также использовавшиеся для ее практического применения зависимости p_e^0 max, $g_{e\min} = f(n, \varepsilon)$ сопоставлены с характерными точками экспериментальных кривых $g_e = f(p_e)$. Кроме полученных уравнений $g_e = f(p_e)$ и p_e^0 max; $g_{e\min} = f(n, \varepsilon)$, при определении расходов топлива для эквивалентных нагрузочных режимов использовались данные, имеющиеся в матрице эквивалентных режимов, и общизвестные уравнения $g_e = f(G_t, N_e)$ и $N_e = f(p_e, V_h, n)$. Расход топлива на режимах холостого хода при всех обследованных ε измерялся при $n = 850$ мин⁻¹ и содержании СО в отработавших газах, равном 1,4—1,5%.

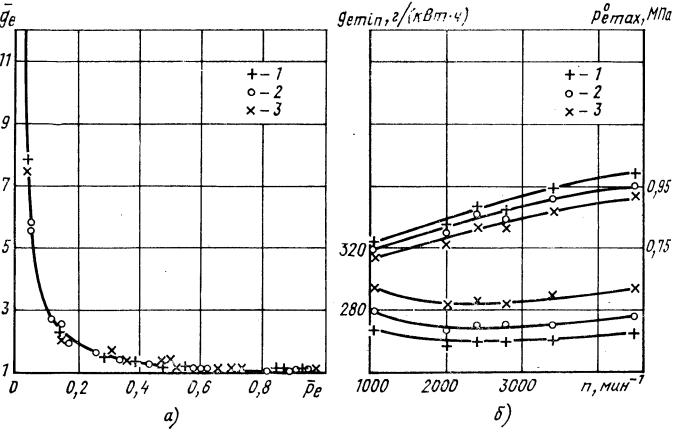
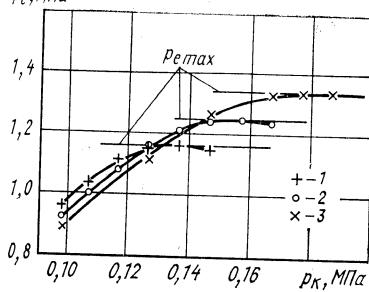


Рис. 2. Расчетные кривые $g_e = f(p_e)$; $g_e \min, 2/(кВт·ч)$ и экспериментальные точки: 1 — $\varepsilon = 8,1$; 2 — $\varepsilon = 7,2$; 3 — $\varepsilon = 6,3$

Рис. 3. К определению величины V_h , обеспечивающих требуемый M_k :

1 — $\varepsilon=8,1$; 2 — $\varepsilon=7,2$; 3 — $\varepsilon=6,3$



Для определения величин V_h , обеспечивающих $M_k=130 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при 3800 мин^{-1} , использовались приведенные на рис. 3 опытные данные и однозначная связь между величинами p_e , M_k и V_h . Кривые на рис. 3 построены из серий регулировочных характеристик по составу смеси α , снятых в условиях имитации турбонаддува при разных постоянных значениях давления наддува p_k с подбором на каждом режиме наивыгоднейшего угла опережения зажигания θ при отсутствии детонации. Следовательно, максимумы на этих кривых характеризуют предельные мощностные показатели двигателя при оптимальном по мощности сочетании значений p_k , α и θ [1]. Полученные из рис. 3 значения $p_{e\max}$, равные 1,155, 1,25, 1,34 МПа, свидетельствуют о том, что требуемый $M_k=130 \text{ Н}\cdot\text{м}$ может быть обеспечен, если искомый двигатель с турбонаддувом будет иметь рабочий объем 1415, 1306 или 1219 см³ соответственно при ε , равной 8,1; 7,2 или 6,3. Эти величины V_h и показаны точками 1—3 на рис. 1. В данном случае опыты выполнены исходя из ограничений только по детонации. При иных ограничениях (по температуре отработавших газов или отдельных деталей двигателя, по токсичности отработавших газов и т. д.) методика получения кривых на рис. 3 должна быть соответствующим образом скорректирована, что, очевидно, не затрагивает основы принятого метода решения задачи.

Как видно из рис. 1, минимум на полученной кривой $Q_e=f(\varepsilon, V_h)$ в данном случае оказался очень нечетким, и наименьшее значение $Q_e=8,55 \text{ л}/100 \text{ км}$ сохраняется, по меньшей мере, в диапазоне сочетаний от $\varepsilon=8,0$ и $V_h=1400 \text{ см}^3$ до $\varepsilon=9,0$ и $V_h=1530 \text{ см}^3$. Этот диапазон и должен быть назван оптимальным для заданных условий. Отметим, что полученные значения $\varepsilon_{opt}=8,0 \div 9,0$ оказываются приблизительно на уровне, характерном при заданном сорте бензина для двигателей без наддува, что согласуется с современной зарубежной практикой организации турбонаддува бензиновых двигателей.

Полученный в данном случае характер зависимости $Q_e=f(\varepsilon, V_h)$ предстает весьма благоприятным, так как при решении практических задач позволяет в довольно широком диапазоне варьировать значения ε и V_h в зависимости от конкретных требований и возможностей. При этом нужно иметь в виду, что, например, чем меньше значение V_h и, следовательно, ε , тем меньше могут быть масса и габаритные размеры двигателя, но выше степень его форсирования по p_e и, значит, тепловая и механическая напряженность, и хуже мощностные показатели при малых частотах вращения коленчатого вала, где турбокомпрессор, из-за особенностей лопаточных машин, не может обеспечить требуемое давление наддува.

Полученные результаты позволяют ориентировочно оценить конечную эффективность применения турбонаддува для принятых условий, полагая, что на заданном автомобиле, вместо базового двигателя ($V_h=1700 \text{ см}^3$, $\varepsilon=8,1$) в исходном состоянии без наддува будет использован аналогичный по конструкции и равный по значению $M_k=130 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при 3800 мин^{-1} двигатель с турбонаддувом при оптимальном сочетании ε и V_h , например, соответственно 8,8 и 1500 см^3 . Как видно из рис. 1, такая замена должна обеспечить уменьшение Q_e с 9,65 до 8,55 л/100 км, т. е. на 14%, что с учетом конкретной специфики хорошо согласуется с ранее сделанной оценкой [1].

Полученные результаты подтверждают целесообразность развития исследовательских и опытно-конструкторских работ, направленных на создание отечественных бензиновых двигателей с турбонаддувом для легковых автомобилей общего назначения. Изложенный метод может служить для выполнения соответствующих этапов этих работ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Морозов К. А., Андреев В. И., Крамарь Н. П. Турбонаддув бензинового двигателя как средство улучшения топливной экономичности легкового автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1983, № 5, с. 9—12.
2. Скирков Н. Д., Черняк Б. Я., Кондрашкин С. И. Расчет экономических и токсических показателей автомобиля за ездовой цикл по результатам стендовых испытаний двигателя. — М., 1979, 8 с. — Рукопись представлена МАДИ. Деп. в НИИ Навтпроме 5 сент. 1979, № Д — 428.
3. Будыко Ю. И. К вопросу об исследовании работы автомобильного двигателя на режиме разгона. — Тр. ЦНИИА, 1969, вып. 42, с. 64—68.
4. Mezger H. Turbocharging Engines for Racing and Passenger Cars. — SAE Technical Papers Serie. 1978, № 780718, р. 1—19.

УДК 621.43.018.3.621.143-53

Сравнение способов отключения цилиндров при регулировании мощности бензинового двигателя

Кандидаты техн. наук Ю. Ф. ГУТАРЕВИЧ, А. М. РЕДЗЮК

Киевский автомобильно-дорожный институт им. 60-летия Великой Октябрьской социалистической революции

Н ЕОБХОДИМОСТЬ повышения топливной экономичности автомобильных бензиновых двигателей стимулирует поиски и разработки эффективных методов достижения этой цели. Одним из них является отключение части цилиндров двигателя на частичных нагрузках, т. е. основных нагрузках в условиях эксплуатации. Такой подход понятен: в режимах частичных нагрузок значительно снижается эффективность работы двигателя в результате уменьшения его механического и индикаторного КПД, при отключении же части цилиндров повышается нагрузочный режим и эффективность работы цилиндров.

Это в принципе, однако существуют и такие способы реализации метода, которые, наоборот, могут привести к ухудшению топливной экономичности двигателя. Поэтому для оценки влияния разных способов в Киевском автомобильно-дорожном институте предложена методика расчета топливно-экономических характеристик двигателя, работающего с отключением любого числа цилиндров. В соответствии с ней для получения нагрузочных характеристик при отключении части цилиндров необходимо иметь серийные характеристики

2 Зак. 19

двигателя при его работе на всех цилиндрах. Подробный анализ составляющих потерь в работающих и отключенных цилиндрах позволяет оценить любой способ отключения. Что и было сделано. В результате выяснилось, что наиболее эффективны следующие три: остановкой клапанов в неработающих цилиндрах; отключением подачи топлива и подачей отработавших газов работающих цилиндров в отключенные; прекращением подачи топлива и полной подачей воздуха в неработающие цилинды.

Первый из способов обеспечивает наименьшие механические потери, однако связан с серьезными конструкторскими изменениями, особенно в высокогооборотных автомобильных двигателях. Второй отличается от двух других как по потерям работающих и отключенных цилиндров, так и по рабочему процессу в работающих. Третий отличается от первого только потерями в отключенных цилиндрах, а рабочий процесс работающих цилиндров и токсичность отработавших газов при этих способах одинаковы. В связи с этим рассмотрим два последних способа, причем второй — с двумя различными вариантами заполнения отключаемых цилиндров отработавши-

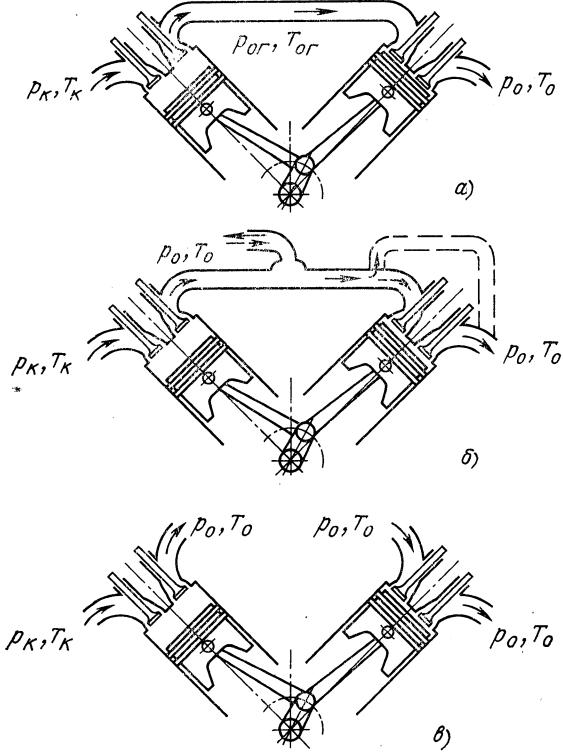


Рис. 1. Схемы работы двигателя с отключением части цилиндров

ми газами (рис. 1, а, б), а третий — в одном варианте (рис. 1, в).

Как видно из рис. 1, а, при первом варианте работающий цилиндр питается от карбюратора, а отключенный — отработавшими газами работающего цилиндра, причем в отключенный попадают все газы. При втором варианте (рис. 1, б) работающий цилиндр питается от карбюратора, а отключенный — отработавшими газами, но при разгерметизированном соединительном трубопроводе. В результате на больших нагрузках избыточные отработавшие газы уходят на выпуск (сплошные стрелки), а на малых их недостаток для полного наполнения отключенных цилиндров восполняется (штриховые стрелки) либо воздухом, либо газами, выходящими из отключенного цилиндра. При третьем способе работающий цилиндр питается от карбюратора, а его отработавшие газы направляются в выпускную систему. Отключенный цилиндр свободно наполняется воздухом с выпуском в ту же систему.

Способ отключения с использованием отработавших газов работающих цилиндров для заполнения отключенных, как отмечалось, принципиально отличается от других способов. При нем изменяются: условия протекания процесса сгорания в работающих цилиндрах на режимах малых нагрузок и холостом ходу; в перепускном трубопроводе устанавливается разрежение, которое способствует лучшей очистке работающего цилиндра от остаточных газов; величина насосных потерь; повышается тепловое состояние отключенных цилиндров, что поддерживает нормальные условия для восстановления рабочего процесса и снижает потери на трение в них.

В ходе теоретического и экспериментального исследований способы отключения части цилиндров сравнивались между собой и с работой того же двигателя ЗМЗ-53 на всех цилиндрах. При теоретическом исследовании использовались известные зависимости, предложенные акад. Б. С. Стечкиным для определения термодинамического КПД и учитывающие оптимальный по мощности двигателя угол опережения зажигания, длительность начальной и основной фаз сгорания. Эти три параметра определялись по уравнениям регрессии, полученным на основе многопараметровых экспериментальных исследований.

Для двигателя с перепуском отработавших газов в отключенные цилиндры из условий совместной работы работающего и отключенного цилиндров получены зависимости давления в перепускном трубопроводе, коэффициентов наполнения и остаточных газов от нагрузки работающего цилиндра. Расчеты по ним показывают, что давление в перепускном трубопроводе растет с увеличением температуры отработавших газов и нагрузки (от 40 кПа на режиме холостого хода до 160 кПа на режиме полной нагрузки при $n=2000 \text{ мин}^{-1}$). В соответ-

ствии с изменением давления в перепускном трубопроводе изменяется и коэффициент остаточных газов работающих цилиндров. При постоянной же температуре перепускаемых газов коэффициент остаточных газов с увеличением нагрузки несколько уменьшается.

Зависимость коэффициента остаточных газов γ от нагрузки, выраженной через разрежение во впускном трубопроводе для различных вариантов работы двигателя, показана на рис. 2.

Коэффициент остаточных газов оказывает существенное влияние на КПД цикла. Это хорошо видно из рис. 3, где показано, как изменяется термический КПД цикла в зависимости от сочетаний коэффициентов остаточных газов и избытка воздуха.

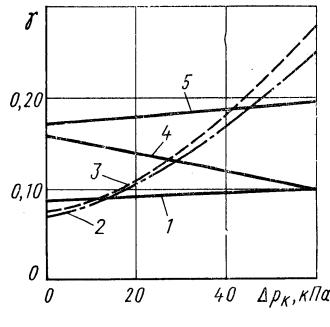


Рис. 2. Зависимость коэффициента γ остаточных газов от разрежения во впускном трубопроводе работающих цилиндров при отключении половины цилиндров по схемам, показанным на рис. 1, а (рис. 1, а — соответствует кривая 4; рис. 1, б — кривая 2; рис. 1, в — при работе на всех цилиндрах — кривая 3; рис. 1, а при постоянной температуре перепускаемых отработавших газов 800 К — кривая 5 и при 400 К — кривая 1)

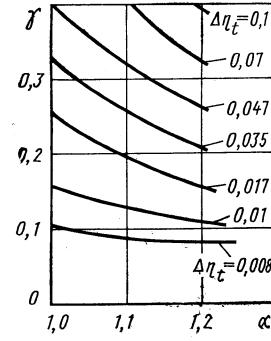


Рис. 3. Снижение термического КПД в зависимости от сочетания коэффициентов γ и α

При отключении части цилиндров, как сказано выше, увеличивается масса заряда, поступающего в работающие цилиндры, снижается коэффициент остаточных газов и растет относительный КПД двигателя. Все это способствует росту его индикаторного КПД. Однако рост последнего зависит от способа отключения и варианта заполнения неработающих цилиндров. Так, при отводе отработавших газов из работающих цилиндров по рис. 1, а коэффициент остаточных газов ниже, а индикаторный КПД на малых нагрузках выше, чем при отключении по третьему способу. При больших нагрузках из-за повышенного противодавления коэффициент остаточных газов, наоборот, выше, а индикаторный КПД — ниже. Вариант по рис. 1, а целесообразно использовать на малых нагрузках (до момента, когда давление в перепускном трубопроводе повысится до атмосферного), а с их ростом перейти к варианту рис. 1, б.

Анализ потерь на трение, насосных потерь в работающих и отключенных цилиндрах и тепловых потерь в отключенных цилиндрах дал следующие результаты. Потери на трение во всем диапазоне нагрузок минимальны при работе двигателя на всех цилиндрах. В случае малых нагрузок они наибольшие при работе двигателя по третьему способу (рис. 1, в), а на больших — по варианту рис. 1, а. Насосные потери минимальны при работе по варианту рис. 1, а, а наибольшие — при работе двигателя на всех цилиндрах; при перепуске отработавших газов они ниже, чем при выпуске воздуха в отключенные цилинды (из-за более высокой температуры отработавших газов, а следовательно, меньшей их вязкости). При выпуске в отключенные цилинды горячих газов увеличивается теплоотдача от газа к стенкам, поэтому затраченная на такте сжатия работа несколько превышает работу при такте расширения.

Полученные зависимости индикаторного КПД и всех видов потерь в работающих и отключенных цилиндрах от нагрузки позволяют по методике КАДИ получить нагрузочные характеристики при работе двигателя по рассматриваемым способам отключения и вариантам заполнения отключенных цилиндров. Такие характеристики были, в частности, получены для двигателя ЗМЗ-53 с четырьмя отключеными цилиндрами. При этом диапазон нагрузок составлял 0—40% возможного при работе двигателя на всех цилиндрах, $n=2000 \text{ мин}^{-1}$ и $\alpha=1$. Полученные зависимости полностью подтверждены экспериментом. Индицирование рабочего процесса работающих цилиндров при сравниваемых способах отключения и вариантах заполнения отключенных цилиндров позволило, кроме того, выявить следующие их особенности. При варианте рис. 1, б и переходе работы двигателя с восьми цилиндров на четыре продолжительность начальной фазы сгорания сократилась с 42 до 20° п. к. в.

а продолжительность основной фазы с 80 до 58° ($n=1600$ мин⁻¹, $N_e=7$ кВт). Максимум температуры сместился с 65 до 34° п. к. в. после в. м. т. Коэффициент активного тепловыделения в точках максимальных давлений увеличился с 0,34 до 0,535. При переходе от варианта по рис. 1, б к варианту по рис. 1, а угол, при котором достигается максимальное давление, сократился на 3° п. к. в. Уменьшились на 2° п. к. в. начальный и на 6° п. к. в. основной периоды горения. Коэффициент активного тепловыделения в в. м. т. возрос с 0,102 до 0,123, а в точке максимального давления — с 0,535 до 0,55. Все это свидетельствует о значительной интенсификации процесса горения при переходе на работу с отключением половины цилиндров, особенно при работе с перепуском отработавших газов по варианту рис. 1, а в режимах частичных нагрузок.

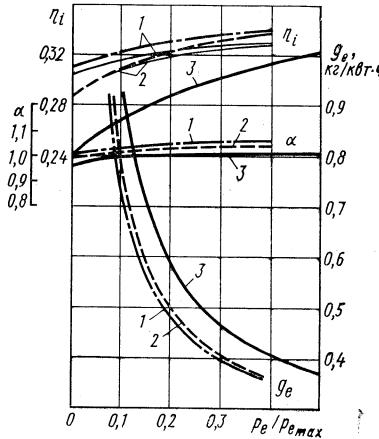
Анализ идентичности максимальных давлений в серии последовательных циклов в режиме частичной нагрузки показал, что при переходе работы двигателя с восьми цилиндров на четыре по третьему способу отключения цилиндров относительная величина среднеквадратичного отклонения максимального давления при доверительной вероятности 0,95 сократилась почти вдвое, а по варианту рис. 1, а — уменьшилась еще на 10%.

Переходный процесс при переключении с восьми цилиндров на четыре продолжается 2–3 цикла после достижения в отключаемом цилиндре заданного разрежения при впуске свежего заряда. Общая длительность переходного процесса с момента переключения составляет пять циклов, т. е. для данного скоростного режима ($n=1600$ мин⁻¹) — 0,34 с.

Сравнение токсичности отработавших газов двигателя по исследованным способам отключения и вариантам заполнения отключенных цилиндров производилось по регулировочным характеристикам и по сумме режимов, предусмотренных ОСТ 37.001.070–75. Массовые выбросы на режиме холостого хода ($n=600$ мин⁻¹) определялись сбором всех отработавших газов в эластичную емкость. Токсичность сравнивалась при регулировках, соответствующих минимальному расходу топлива для каждого способа отключения. На холостом ходу ($n=600$ мин⁻¹) минимальные расходы топлива составили: 1,22 кг/ч — при работе двигателя на восьми цилиндрах и $\alpha=0,86$; 0,76 кг/ч — при работе двигателя по третьему способу отключения цилиндров и $\alpha=0,92$; 0,73 кг/ч — при работе по варианту рис. 1, б и $\alpha=0,95$; 0,69 кг/ч — при работе по варианту рис. 1, а и $\alpha=1,00$. При регулировках, соответствующих минимальным расходам топлива для каждого способа отключения, массовый выброс окиси углерода при работе с отключением цилиндров по третьему способу составил 38%, по варианту рис. 1, б — 21%, а по варианту рис. 1, а — 11% часового выброса этого компонента при работе на восьми цилиндрах. Массовые выбросы углеводородов при тех же условиях составили соответственно: вариант по рис. 1, в — 15%, рис. 1, б — 20%, рис. 1, а — 46% выбросов двигателем, работающим на восьми цилиндрах, причем всякое дросселирование отключенных цилиндров при работе двигателя с отключением цилиндров по третьему способу приводит к увеличению расхода топлива и массовых выбросов токсичных компонентов.

Рис. 4. Экспериментальные нагрузочные характеристики двигателя ЗМЗ-53 при его работе:

1 — с отключением четырех цилиндров по комбинированной схеме рис. 1, а, б; 2 — по схеме рис. 1, в; 3 — при работе на всех цилиндрах (тонкими линиями показаны зависимости, полученные расчетом)



Сравнение способов отключения цилиндров по циклу режимов ОСТ, в котором, в соответствии с условиями эксплуатации, представлены режимы холостого хода и различных нагрузок, показало, что двигатель ЗМЗ-53, у которого на возможных режимах отключалось четыре цилиндра по третьему способу, снизил, по сравнению с работой на всех цилиндрах, расход топлива на 10%. При работе с перепуском отработавших газов в отключенную группу цилиндров расход топлива снизился еще на 1,4%. Отключение четырех цилиндров на частичных нагрузках и режиме холостого хода по этому способу позволило уменьшить удельные массовые выбросы окиси углерода на 43,2%, а углеводородов — на 42,7%. По сравнению с работой на восьми цилиндрах удельный массовый выброс окислов азота увеличился на 35,8%. При перепуске отработавших газов в отключенные цилинды удельные массовые выбросы окиси углерода были меньше на 4,8%, углеводородов — на 2,4%, окислов азота — на 11,6%, чем в случае впуска воздуха в отключенные цилинды.

Сумма удельных массовых выбросов углеводородов и окислов азота при отключении четырех цилиндров по третьему способу осталась той же, что и при работе двигателя на всех цилиндрах, а при заполнении отключенных цилиндров по варианту рис. 1, а, б снизилась на 9%.

Таким образом, исследования показали, что отключение половины цилиндров восьмицилиндрового двигателя по третьему способу позволяет значительно снизить расход топлива и выбросы окиси углерода при работе двигателя на эксплуатационных режимах. Отключение цилиндров с впуском отработавших газов в отключенные цилинды по комбинированной схеме (рис. 1, а, б) позволяет дополнительно улучшить характеристики двигателя как по топливной экономичности, так и по токсичности отработавших газов. Конструктивно отключение по третьему способу представляется более простым, чем по второму с вариантами заполнения отключаемых цилиндров по рис. 1, а, б.

УДК 621.45.018.3:621.892.097.2

Моторные масла и топливная экономичность ДВС

Канд. техн. наук Б. М. БУНАКОВ, канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, А. Н. ПЕРВУШИН
НАМИ

В НАСТОЯЩЕЕ время проблема повышения топливной экономичности двигателей решается различными путями, в том числе и за счет применения высококачественных смазочных материалов и, в частности, моторных масел. Моторное масло с улучшенными эксплуатационными свойствами обеспечивает снижение расхода топлива двигателем как за счет повышения надежности и сокращения времени пуска и подготовки двигателя к принятию нагрузки, так и за счет уменьшения механических потерь при работе после выхода его на рабочие режимы. Это достигается за счет оптимизации вязкостно-температурных свойств, повышения

термоокислительной стабильности и улучшения антифрикционных свойств масел, что обеспечивается введением в масло специальных присадок, в том числе и антифрикционных, так называемых «модификаторов трения».

Однако дифференцированно оценить эффективность влияния моторных масел на топливную экономичность двигателей и автомобилей пока трудно, так как до сих пор нет стандартизованных методов их испытаний по этому показателю.

Существующие машины трения, позволяющие оценивать коэффициент трения, момент сопротивления прокручиванию конкретной пары, противоизносные, противозадирные и другие свойства масел, применяются, как правило, только на начальном этапе разработки композиции масла. Эксплуатационные испытания могут дать гораздо более достоверный конечный результат, но их проведение, из-за значительного рассеивания частных результатов, требует проведения испытаний большого числа автомобилей, что связано со значительными материальными и трудовыми затратами.

Поэтому наиболее приемлемыми следует считать испытания масел на двигателях в стендовых условиях по специальным режимам, на автомобилях по ездовым циклам на стенах с беговыми барабанами и специальные полигонные испытания, имитирующие определенные

условия эксплуатации. Первые два наиболее экономичных вида испытаний и были выбраны для оценки влияния эксплуатационных свойств моторных масел на топливную экономичность автомобилей. Испытывались масла, перечисленные в таблице.

Класс вязкости масла	Фактическая вязкость при 373 К, $\text{мм}^2/\text{с}$	Индекс вязкости
M-12	11,65	97
M-6	6,11	101
M-14	14,08	86
M-43/6	6,04	126
M-43/8	8,12	127
M-63/10	10,18	127
SAE 15W-40	14,18	126
SAE 5W-20 (синтетическое)	6,90	146

На стенде испытывался четырехцилиндровый карбюраторный двигатель рабочим объемом 1000 см^3 в условиях стационарного нагружения 75% нагрузки по скоростной характеристики. Термовые режимы работы двигателя при испытаниях — нормальный ($t_b = t_m = 353 \pm 1 \text{ К}$) и пониженный ($t_b = t_m = 313 \pm 1 \text{ К}$); температура воздуха на входе в двигатель $298 \pm 1 \text{ К}$.

Результаты испытаний на первом режиме приведены на рис. 1. Из него видно, что замена масла M-12Г₁, взятого при всех испытаниях за эталон, на M-63/10Г₁ (сплошная линия) снижает удельные расходы топлива в среднем на 0,8%, а на масло SAE5W-20 — в среднем на 2% (штриховая линия). На пониженном тепловом режиме испытывались только масла M-63/10Г₁ и SAE5W-20, поскольку для летних масел работа на таком тепловом режиме не характерна. Установлено, что масло на синтетической основе обеспечивает снижение расхода топлива по сравнению с загущенным в среднем на 1,8%. Характер изменения величины снижения расхода топлива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя аналогичен тому, который наблюдался на нормальном тепловом режиме.

Таким образом, доказано, что загущенные масла, и особенно масла на синтетической основе, улучшают топливную экономичность двигателей даже при испытаниях в условиях равных тепловых режимов и при стационарном нагружении двигателя.

Опыт показал, что оценка влияния моторных масел на топливную экономичность двигателя должна производиться только в сравнении с эталонным образцом масла. Причем для повышения точности результатов испытания опытного и эталонного образцов масел необходимо проводить в течение одного дня, по-

скольку в этом случае нет необходимости вводить корректировку по давлению и влажности окружающего воздуха.

Стационарный режим нагружения для автомобильных двигателей не характерен, а тепловые условия различны при работе двигателя на автомобиле и на стенде, поэтому полученные результаты стендовых испытаний нужно проверить испытаниями автомобиля в условиях как стационарного, так и нестационарного режимов нагружения. Такие испытания велись на автомобиле «Москвич-2140» серийного исполнения, находящемся в рядовой эксплуатации и при пробеге 30 тыс. км. Они проводились как при постоянных скоростях движения в диапазоне от 15 до 120 км/ч, так и при движении по городскому ездовому циклу.

Температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя составляла $363 \pm 1 \text{ К}$. Температура масла в поддоне двигателя не регулировалась. Температура воздуха на входе в двигатель и в испытательном помещении при сравнительных испытаниях опытного и эталонного образцов масел поддерживалась с точностью $\pm 1 \text{ К}$. При испытаниях на постоянных скоростях движения нагрузка соответствовала движению полностью загруженного автомобиля по горизонтальному участку дороги.

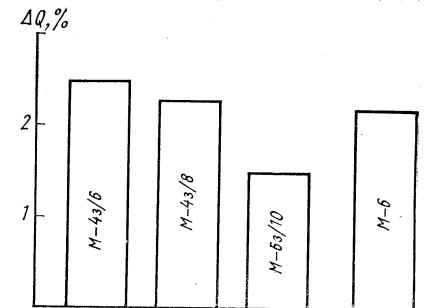


Рис. 3. Изменение топливной экономичности автомобиля при испытании на стенде с беговыми барабанами по городскому ездовому циклу при работе на различных маслах

нено недостаточным гидродинамическим эффектом на этом режиме при одновременном росте нагрузок на масляную пленку. В этом случае уменьшается толщина масляной пленки и увеличивается доля граничного трения.

Так как условия работы двигателя существенно различаются при эксплуатации автомобиля в городе и на магистралях, то для оценки влияния моторных масел на топливную экономичность при городском режиме движения ряд масел был испытан на стенде с беговыми барабанами по городскому ездовому циклу.

Результаты этих испытаний иллюстрирует рис. 3. Из него видно, что при нормальном тепловом режиме работы двигателя все испытанные загущенные масла снижают расход топлива по сравнению с эталонным до 2,5%. Аналогичный результат получен и при испытании сезонного масла M-6. Однако следует помнить, что хотя по эффективности влияния на топливную экономичность это масло примерно одинаково с маслами M-43/6 и M-43/8, однако его пусковые свойства и несущая способность масляной пленки, как известно, ниже, чем загущенных.

Очевидно, что наибольший эффект от применения загущенных масел должен наблюдаться в процессе прогрева двигателя и при его работе на пониженных тепловых режимах. Это и подтвердилось в ходе испытаний загущенного масла M-43/8 при прогреве автомобиля в движении как с постоянной скоростью, так и по ездовому циклу. В последнем случае, например, расход топлива снизился, по сравнению с работой на эталонном образце, на 4,3%. При прогреве автомобиля в режиме постоянной скорости движения (50 км/ч) улучшение топливной экономичности на загущенном масле составило 3,3%. Скорость прогрева двигателя на загущенном масле также несколько выше: расход топлива стабилизировался после 8 циклов, на эталонном — после 10. Температура загущенного масла при прогреве также возрастает более интенсивно и стабилизируется быстрее, причем на более низком (на 1—2 К) уровне. Таким образом, преимущество загущенных масел перед сезонными проявляется при большинстве условий работы автомобиля (исключение могут составить повышенные тепловые и нагрузочные режимы).

Из рассмотрения результатов испытаний видно, что эффект влияния масел на топливную экономичность зависит от скорости движения автомобиля и его загрузки, т. е. в конечном итоге от нагрузки на двигатель. Минимум эффекта от применения масел с пониженным

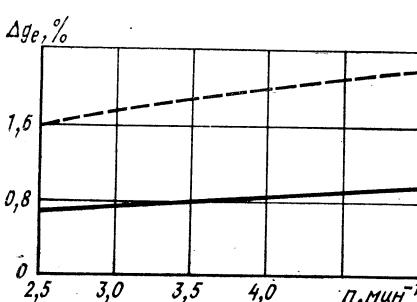


Рис. 1. Изменение расхода топлива при стендовых испытаниях двигателя, работающего на синтетическом масле с антифрикционной присадкой и загущенном масле, в зависимости от частоты вращения коленчатого вала

уровнем исходной вязкости в диапазоне наиболее характерных скоростей движения автомобиля (30—90 км/ч) лежит величины 50 км/ч. Очевидно, этот режим движения способствует росту величины гравитационного трения. Следовательно, на этом режиме возможно получение наибольшего эффекта от применения масел с антифрикционными присадками.

Это подтверждено при испытании масла SAE5w-20, содержащего антифрикционную присадку, на стенде с беговыми барабанами (рис. 2). Из данных, приведенных на рисунке, видно, что для

масел с практической одинаковой исходной вязкостью наибольший эффект дает масло с антифрикционной присадкой.

Чтобы убедиться в правильности данного предположения, масло М-43/6 В1 было дополнительно испытано с отечественной маслорасторимой антифрикционной присадкой. Оказалось, что после введения присадки (без остановки двигателя) расход топлива сразу же снизился на 1,9%, а температура масла в поддоне — на 1 К. После двух часов работы двигателя снижение расхода топлива стабилизировалось на уровне 4%. Следовательно, маслорасторимые антифрикционные присадки действительно позволяют снизить расход топлива автомобилем до 3—4%, что в условиях реальной эксплуатации обеспечит среднее улучшение топливной экономичности на 1—3%.

Таким образом, при использовании загущенных и синтетических моторных масел с антифрикционными присадками, как показывает анализ, эффект может составить до 3—5%, что в масштабах страны составит многие десятки тысяч тонн сэкономленного топлива.

Автомобили

УДК 629.118.6.073.286

Некоторые пути снижения расхода топлива мототранспортными средствами

Канд. техн. наук С. Ю. ИВАНИЦКИЙ

ВНИИмоторпром

О ГРАНИЧЕННОСТЬ нефтяных ресурсов и увеличение парка транспортных средств, потребляющих нефтепродукты, с каждым годом делают все острее проблему экономии жидкого топлива. И хотя мотоциклы и мопеды расходуют значительно меньше топлива, чем автомобили (15 млн. этих транспортных средств расходует 3 млн. т топлива в год), их «вклад» в проблему все-таки весьма значителен, так как выпускается их достаточно много. Например, промышленность нашей страны, занимающая по выпуску мотоциклов и мопедов второе место в мире, в 1982 г. выпустила 1,95 млн. таких транспортных средств, а за годы XI пятилетки их выпуск составит 9,78 млн. шт. Поэтому снижение удельного расхода топлива мототранспортными средствами — дело, требующее повышенного внимания, тем более, что он у них выше, чем у автомобилей.

Причин сравнительно низкой экономичности мотоциклов и мопедов несколько. Одна из них — применение двухтактных двигателей, которые, в силу своих принципиальных особенностей, имеют расход топлива примерно на 20—25% больший, чем четырехтактные. Вторая — большое аэродинамическое сопротивление, особенно у мотоциклов с боковыми колясками. И наконец, третья — несовершенство конструкции мотоциклетных карбюраторов.

Коль скоро причины известны, то, на первый взгляд, устранить их труда не представляет. Однако опыт показывает, что это не совсем верно.

Так, первая из причин может быть ликвидирована путем перехода на четырехтактный цикл в двигателях для мотоциклов среднего и легкого классов, а также на мотороллерах и мопедах. Но четырехтактные ДВС гораздо сложнее по конструкции, более металлоемки. Такой переход привел бы к росту капитальныхложений (перестройка технологии), трудоемкости, расхода металла и т. д., что вряд ли бы окупится уменьшением расхода топлива. Поэтому ВНИИмоторпром развернул работы по совершенствованию двухтактных двигателей — работы, направленные на снижение расхода топлива и токсичности отработавших газов без значительного усложнения конструкции. В частности, изучались возможности установки на впуске рабочей смеси в кривошипную камеру, являющуюся продувочным насосом, обратного пластинчатого клапана (ОПК), благодаря которому исключается или значительно снижается обратный выброс смеси при ходе поршня вниз. Выполнены работы по оптимизации фаз продувки и

выпуска, настройке выпускной системы с целью уменьшения прямого выброса смеси. Исследуются возможности непосредственного впрыска топлива в рабочее пространство цилиндра — с тем, чтобы получить эффект расслоения заряда. (Для этой цели создается беспрецедентный топливный насос, в котором уплотнения осуществляются при помощи эластичных элементов). Изучена также возможность расслоения заряда в двигателе, имеющем два цилиндра с общей камерой сгорания и двумя карбюраторами, за счет чего расход топлива при малых и средних нагрузках может быть снижен на 10—17%.

Наиболее реальными (в смысле быстрого внедрения) и, одновременно, достаточно эффективными из перечисленных направлений являются применение ОПК и оптимизация фаз продувки.

Работа по установке ОПК ведется применительно к двигателю рабочим объемом 50 см³ мопедов производства Шаяулайского велосипедно-моторного завода «Вайрас», двигателю рабочим объемом 125 см³ мотоциклов Минского мотоциклетного и велосипедного завода и двигателю рабочим объемом 200 см³ мотороллеров «Тулица», выпускаемых Машиностроительным заводом им. В. М. Рябикова.

Результаты испытаний ОПК на двигателе Ш-62 рабочим объемом 50 см³ таковы: удельный расход топлива при стендовых испытаниях уменьшился на 7,5%; контрольный расход при дорожных испытаниях — на 13,4%; долговечность пластин из марганцовистой стали при стендовых испытаниях составила 250 ч. Мощность и крутящий момент не изменились.

Установка ОПК на двигателе рабочим объемом 125 см³ уменьшает на 17% расход топлива по городскому ездовому циклу при испытаниях на стенде с беговыми барабанами, а средний эксплуатационный расход при дорожных испытаниях — на 19,4%; расход топлива по дорожно-экономической характеристике снижается на 19,3%, а содержание окиси углерода в отработавших газах — на 50,7%.

Результаты по двигателю мотороллера «Тулица» также благоприятны: расход топлива уменьшается на 10—11%, увеличивается мощность на малых средних частотах вращения коленчатого вала, долговечность пластин при этом остается достаточно высокой.

Результаты испытаний позволили принять решение о внедрении ОПК на всех двигателях выпускаемых этими заводами.

Оптимизация фаз впуска, продувки и выпуска, а также длины и формы выпускной системы основана на использова-

ния газодинамических явлений в газовоздушном тракте для улучшения газообмена в определенном скоростном диапазоне работы двигателя (например, в области максимальной мощности). Исследования показали, что за счет настройки газовоздушного тракта удельный расход топлива на режиме максимальной мощности можно уменьшить до 435 г/кВт, т. е. на 20%. Настройка газовоздушного тракта («резонансный наддув»), наряду с другими мерами, позволила значительно увеличить мощность двухтактных мотоциклетных двигателей. Например, с начала 50-х по начало 80-х гг. мощность двигателя минских мотоциклов массового производства увеличилась с 3,12 до 8,8 кВт, т. е. более чем в 2 раза. Сейчас их линейная мощность соответствует лучшей из достигнутых в мировой практике (95 кВт/л).

Однако эксплуатация показала, что для такого транспортного средства, как мотоцикл, погоня за увеличением максимальной мощности двигателя и максимальной скорости ведет к увеличению расхода топлива. Наоборот, снизив максимальную мощность двигателя, перенеся максимальный крутящий момент в область меньших частот вращения, можно получить благоприятные тяговые качества мотоцикла при различных дорожных условиях, снизить расход топлива и выиграть в средней скорости движения. Именно в этом направлении и проводятся работы во ВНИИмотопроме.

Что касается уменьшения расхода топлива четырехтактными мотоциклетными двигателями, то пути здесь те же, что и для автомобильных двигателей, т. е. создание условий для лучшего перемешивания топлива с воздухом (гомогенизация

смеси), а также повышение степени сжатия за счет улучшения формы камеры сгорания; расслоение топливного заряда др. Значительным резервом уменьшения расхода топлива является также совершенствование конструкции и повышение качества мотоциклетных карбюраторов. Например, пара «дозирующая игла — распылитель» должна быть более износостойкой, способной сохранять сечение для прохода топлива постоянным, что исключит увеличение расхода топлива в ходе эксплуатации мотоцикла. Не должно быть подсоса воздуха в смесительную камеру через зазоры между дроссельным золотником и корпусом карбюратора; от запорного клапана поплавковой камеры требуется, чтобы он не допускал переливания топлива; винт регулирования качества смеси должен исключить возможность его самоотворачивания, т. е. возможность значительного переобогащения смеси и, следовательно, повышенного расхода топлива.

Очень важным, на наш взгляд, но пока не решенным вопросом, является установление приемлемого критерия оценки расхода топлива мотоциклами. Действующие в настоящее время технические условия на мотоциклы содержат так называемый контрольный расход топлива в л/100 км, замеряемый на постоянной скорости, равной 75% максимальной, на горизонтальном участке асфальтовой дороги. Такой способ оценки экономичности изжил себя, так как он не отражает действительной эксплуатационной экономичности. Видимо, настало пора узаконить разработанную ВНИИмотопромом методику оценки расхода топлива по трем показателям экономичности: при испытании по городскому циклу, скоростях движения 60 и 80 км/ч.

УДК 629.113.073.286:629.113.072

Оптимизация процесса управления скоростью движения — один из путей снижения расхода топлива автомобилями

О. В. МАЙБОРОДА, Н. В. НЕВСКИЙ

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

ДАВНО известно, что от умения водителя правильно, в соответствии с условиями эксплуатации, выбрать режим работы двигателя зависит эксплуатационный расход топлива автомобилем. Например, если судить по опубликованным данным, расход топлива, в зависимости от стиля вождения, на одном и том же автомобиле может изменяться на 30%. Однако, несмотря на разработку общих принципов экономичного управления автомобилем, количественное описание режимов работы двигателя, обеспечивающих снижение эксплуатационного расхода топлива, отсутствует. Поэтому разработка количественного описания экономичного алгоритма управления скоростью автомобиля, выполнение которого можно контролировать при помощи штатных средств отображения информации, представляет большой практический интерес.

Проведенные Центральным научно-исследовательским автополигоном НАМИ исследования показали, что для повышения эффективности транспортного процесса необходимо использовать два алгоритма управления скоростью движения автомобиля — экономичный и скоростной. Причем первый нужно рассматривать как основной, второй же должен применяться только в целях повышения безопасности движения.

Скорость автомобиля в процессе движения периодически изменяется, и этот процесс можно представить в виде цикла: «разгон — установившееся движение — замедление». Очевидно, чтобы снизить эксплуатационный расход топлива, необходимо оптимизировать режим работы двигателя в каждой фазе цикла. Количественное описание такой оптимизации можно сделать, используя разработанные ранее общие принципы экономичного управления, т. е. создав экономичный алгоритм управления для каждой модели автомобиля.

Известно, что при разгоне автомобиля на горизонтальном участке энергия топлива затрачивается на преодоление сил сопротивления качению, аэродинамических сил, а также внутренних потерь в агрегатах и сил инерции. Причем величина последних зависит только от разности начальной и конечной скоростей и не зависит от интенсивности разгона, поэтому для уменьшения расхода топлива, затрачиваемого на разгон,

нужно, чтобы двигатель в этой фазе работал на режиме минимального удельного расхода.

Зависимость удельного расхода топлива от нагрузки при постоянной частоте вращения коленчатого вала показана на рис. 1. Однако у водителя нет средств, при помощи кото-

Рис. 1. Характер изменения удельного расхода топлива g_e от нагрузки N двигателя

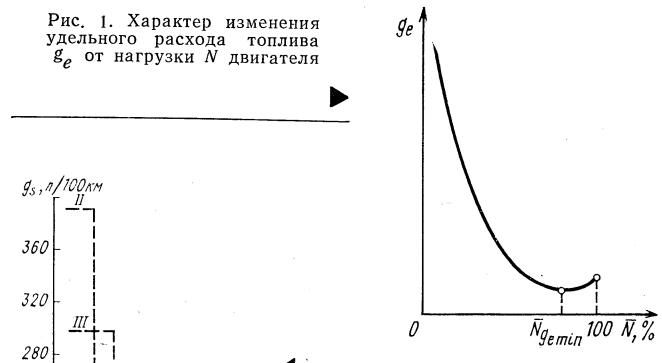
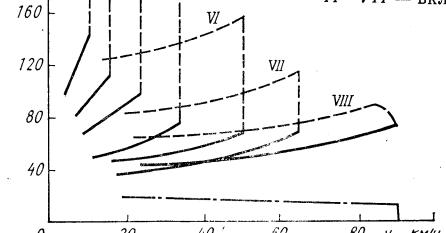


Рис. 2. Топливная характеристика автомобиля при установленном движении (сплошные линии), на режиме разгона (штриховые линии) и при движении накатом (штрих-пунктирная линия): II—VII — включенные передачи



рых он мог бы определить положение педали подачи топлива, соответствующее минимуму удельного расхода, и поэтому разгоняться целесообразно при полной подаче топлива (по внешней скоростной характеристике двигателя). Правда, в этом случае расход топлива по отношению к минимально возможному несколько возрастет (в среднем на 5%).

Так как цель оптимизации — снижение путевого расхода топлива, рассмотрим универсальную топливную характеристику (рис. 2), включающую все фазы цикла движения. Сделаем это на примере автопоезда.

Из рисунка видно, что каждое переключение на высшую передачу снижает путевой расход топлива автопоездом в среднем на 30%. Поэтому чем раньше (по частоте вращения коленчатого вала) включается высшая передача, тем ниже расход топлива в фазе разгона. Но, к сожалению, тем больше — время разгона.

Таким образом, оптимизация разгона по расходу топлива является поиском компромисса между допустимым снижением скорости автомобиля и получаемым улучшением его топливной экономичности.

Для каждой модели автомобиля существует оптимальная по путевому расходу топлива частота вращения коленчатого вала двигателя, при достижении которой необходимо включать высшую передачу. Она определяет верхнюю границу оптимального диапазона частот вращения коленчатого вала. Нижняя граница определяется путем деления частоты, соответствующей верхней границе, на показатель плотности ряда передаточных чисел коробки передач.

При известном диапазоне оптимальных частот вращения коленчатого вала для снижения путевого расхода топлива в фазе разгона или при повышении сопротивления (движение на подъем) водитель должен переместить педаль подачи топлива «до упора» и включать высшую передачу в момент достижения верхней границы, а низшую — в момент уменьшения частоты до нижней границы.

Из сказанного следует, что снижение сопротивления движению (разгон под уклон, уменьшение нагрузки) сдвигает границы оптимального диапазона в сторону меньших частот вращения коленчатого вала, а увеличение — в сторону более высоких.

Для уменьшения путевого расхода топлива в фазе установившегося движения автопоезда двигатель необходимо, как и при разгоне, максимально загружать, включая наивысшую для данных условий передачу. При этом возможны два случая.

Первый случай касается ограничения максимальной скорости движения автопоезда на высшей передаче. Ее величина в значительной мере зависит от параметров транспортного потока, но в первом приближении может быть определена путем дифференцирования кривой расхода топлива установившегося движения на высшей передаче (рис. 2). В результате получим график, показанный на рис. 3. Из рисунка видно, что при скорости ~ 75 км/ч градиент изменения производной возрастает, т. е. путевой расход топлива начинает расти быстрее, чем скорость автопоезда. Поэтому скорость установившегося движения автопоезда должна быть ограничена 75 км/ч.

Второй случай относится к движению автопоезда на низших передачах. Из рис. 2 видно, что ему соответствуют скорости движения, меньшие 40 км/ч. Нижней границей оптимального диапазона частот вращения здесь является минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала; верхняя — определяется путем умножения частоты вращения, соответствующей нижней границе, на показатель плотности ряда коробки передач.

Таким образом, для снижения путевого расхода топлива в фазе установившегося движения водитель автопоезда при скорости, меньшей 40 км/ч, должен выбирать передачу так, чтобы частота вращения коленчатого вала, как и в случае разгона, находилась в пределах характерного для этой фазы диапазона. Переключение на низшую передачу необходимо производить только тогда, когда при полной подаче топлива эта частота снизится до нижней границы, а на высшей передаче скорость должна быть не более 75 км/ч.

И еще одно. Поскольку при криволинейном движении с повышенной скоростью сила сопротивления резко

возрастает, скорость здесь необходимо ограничивать, что будет способствовать уменьшению путевого расхода топлива и одновременно повысит безопасность движения.

Третья фаза цикла движения — замедление. По образному выражению, при торможении «топливо выливается на дорогу», поскольку энергия, затраченная на разгон, идет на нагрев тормозов. Поэтому всякое уменьшение скорости должно планироваться водителем заранее и достигаться за счет движения накатом. При этом двигатель работает на холостом ходу, и путевой расход топлива, как это показано на рис. 2, резко уменьшается. Правда, укоренилось мнение, будто накат нельзя применять по условиям безопасности. Однако теоретический анализ устойчивости движения автомобиля при наличии и отсутствии тяговой силы на колесах и опыт применения наката в процессе эксплуатационных испытаний автомобилей и автопоездов, накопленный автополигоном, показали, что правильное применение данного приема вождения безопасности движения не снижает.

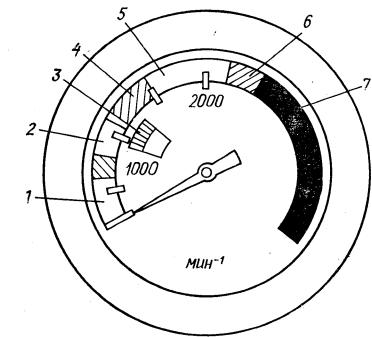
В настоящее время в карбюраторах начинают широко применять экономайзер холостого хода, а в дизелях на принудительном холостом ходу — выключать подачу топлива. В обоих случаях при торможении двигателем педаль подачи топлива нужно переводить в положение холостого хода, а при служебных торможениях — не разъединять трансмиссию, поддерживая частоту вращения коленчатого вала в диапазоне, обеспечивающем выключение подачи топлива.

Обобщая сказанное выше, можно отметить, что рассмотренный экономичный алгоритм управления представляет собой модификацию хорошо известного цикла «разгон — накат», в который добавлена фаза установившегося движения.

Для реализации экономичного алгоритма управления автомобиль должен быть оборудован штатными бортовыми средствами отображения информации: тахометром и спидометром, на шкалах которых выделены (цветом, цифрами и т. д.) рассмотренные выше оптимальные частоты вращения коленчатого вала. Пример возможной организации шкалы тахометра автомобиля типа МАЗ-6422 показан на рис. 4, а спидометра — на рис. 5.

Рис. 4. Вариант организации шкалы тахометра с выделением диапазонов частот вращения коленчатого вала:

- 1 — недопустимо низкий;
- 2 — при установившемся движении на низших передачах;
- 3 — при разгоне снаряженного автомобиля;
- 4 — при разгоне автомобиля полной массы;
- 5 — скоростного алгоритма;
- 6 — допустимого повышения при принудительном холостом ходе;
- 7 — недопустимо высокий



Чтобы после движения накатом обеспечить плавное соединение трансмиссии с двигателем, нужно включить передачу, соответствующую скорости движения. Делается это по положению стрелки спидометра относительно римской цифры на его шкале: если начинается разгон автомобиля, включ

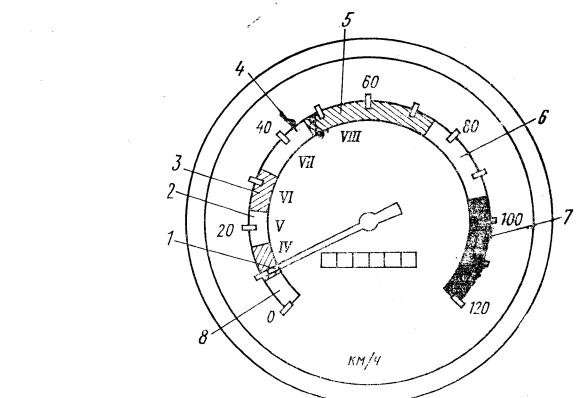


Рис. 5. Вариант организации шкалы спидометра с выделением диапазонов скоростей движения автомобиля на режиме экономичного разгона:

- 1 — на IV передаче;
- 2 — на V передаче;
- 3 — на VI передаче;
- 4 — на VII передаче;
- 5 — на VIII передаче;
- 6 — зона неэкономичного движения;
- 7 — зона недопустимой скорости движения;
- 8 — зона движения на I—III передачах

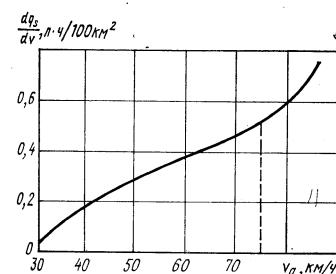


Рис. 3. Изменение производной кривой расхода топлива по скорости

Таблица 1

Передача	Скорость, соответствующая границе оптимального диапазона частоты вращения коленчатого вала, км/ч	
	нижняя	верхняя
I	0	10
II	10	25
III	25	40

Заметим, что, когда число передач не превышает четырех, водитель в состоянии определять границы оптимального диапазона частоты вращения коленчатого вала и по одному спидометру, но с меньшей точностью.

Эффективность применения экономичного алгоритма управления проверялась экспериментально не только на автопоезде, но и на легковом автомобиле малого класса. Так как на легковом автомобиле не было тахометра, реализацию этого алгоритма осуществляли при помощи спидометра.

Описания экономичных алгоритмов, применявшихся при управлении легковым автомобилем и автопоездом соответственно при разгоне и установившемся движении на низших передачах, приведены в табл. 1 и 2. Максимальная скорость на высшей передаче у легкового автомобиля не была ограничена, а у автопоезда ограничена 75 км/ч.

Таблица 2

Граница оптимального диапазона частот вращения коленчатого вала	Частота вращения коленчатого вала при установившемся движении, мин ⁻¹	Частота вращения коленчатого вала при разгоне автомобиля, мин ⁻¹	
		снаряженного	при полной массе
Нижняя	800	900	1050
Верхняя	1050	1250	1500

Для оценки эффективности применения экономичных алгоритмов при управлении автомобилем на дорогах общего назначения предложен коэффициент эффективности управления η_u , представляющий собой отношение удельного путевого расхода топлива q_{sust} по топливной характеристике установившегося движения к эксплуатационному расходу топлива q_s . Значение q_{sust} берется при скорости, равной средней технической скорости в эксплуатации.

Коэффициент эффективности управления был предложен на основании следующих рассуждений. Поскольку при установившемся движении управления скоростью нет и расход топлива определяется только конструкцией автомобиля, то для оценки эффективности процесса управления топливную характеристику этого движения целесообразно принять в качестве базовой. Теоретически возможен коэффициент управления больше единицы, однако на практике его величина меньше единицы, так как из цикла движения невозможно полностью исключить торможение.

В настоящее время водителей не обучают управлению специальными алгоритмами, и поэтому у каждого из них стихийно вырабатывается индивидуальный стиль. В процессе эксперимента сравнивали (табл. 3) результаты, полученные по группе водителей, не прошедших обучения, с результатами группы, обученной экономичным алгоритмом управления. Они подтверждают эффективность применения экономичных алгоритмов управления.

Таблица 3

Тип автомобиля	Алгоритм управления	v_T , км/ч	g_s , л/100 км	g_{sust} , л/100 км	η_u	$\Delta\eta_u$, %
Легковой	Экономичный	56,0	7,5	6,0	0,8	+27,0
	Стихийный	56,0	9,5	6,0	0,63	0
Автопоезд	Экономичный	49,5	52,1	40,0	0,77	+16,7
	Стихийный	52,0	63,2	42,0	0,66	0

Данные о влиянии индивидуального стиля при управлении по экономичному алгоритму приведены в табл. 4. Их анализ подтверждает сказанное выше: уменьшение времени t_{hz} работы на низших передачах и увеличение времени t_{hk} движения на катализаторе и наработка s_t на торможение повышает η_u .

Таблица 4

Водитель	t_{hz} , %	t_{hk} , %	s_t , км	v_T , км/ч	g_s , л/100 км	η_u
1	17,3	4,7	2,44	50,2	49,7	0,805
2	11,1	24,8	2,7	55,6	50,3	0,855
3	11,9	11,9	2,86	53,7	50,6	0,81

Следует отметить, что применение экономичного алгоритма управления практически не влияет на величину v_T .

То, что работа водителей по мере приобретения ими опыта приближается к экономичному алгоритму управления скоростью, подтверждается и данными эксплуатирующих организаций. Например, по данным НИИАТА, водители I класса, имеющие больший стаж работы, чем водители III класса, расходуют в среднем топлива на 10% меньше. Однако при специальном обучении сроки освоения экономичного алгоритма сокращаются. Этому особенно способствуют технические средства, информирующие водителя о выходе из оптимальной зоны частоты вращения коленчатого вала двигателя (например, при помощи индикаторных ламп). Такого рода прибор, получивший название «Алгоритм», разработан на автополигоне.

В заключение следует отметить, что широкое внедрение экономичных алгоритмов управления в эксплуатацию невозможно без создания стимулов их применения. Для этого необходимо пересмотр квалификационных требований к водителям — в них должно найти отражение и требование экономичного вождения автомобиля. Безусловно, помогут этому и меры, предусмотренные постановлением ЦК КПСС и Совета Министров СССР «О повышении эффективности использования автотранспортных средств в народном хозяйстве, усиления борьбы с приписками при перевозках грузов автомобильным транспортом и обеспечении сохранности горючесмазочных материалов».

Продолжительность работы ГДТ, тягово-скоростные свойства и топливная экономичность городского автобуса

В. В. БАРАНОВ, канд. техн. наук В. В. АЛЕШИН
НАМИ

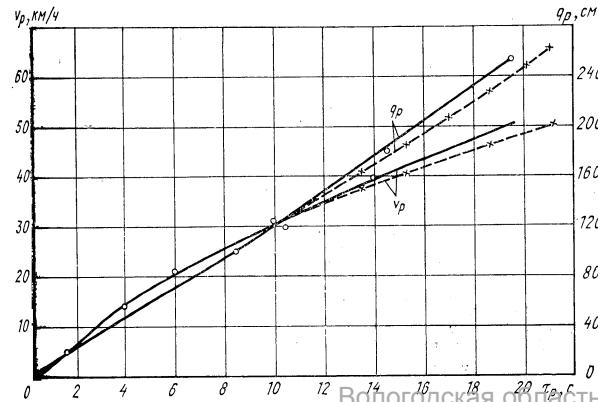
ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ исследования и опыт эксплуатации городских автобусов с гидромеханическими передачами в нашей стране и за рубежом выявили возможность дальнейшего повышения их топливной экономичности за счет сокращения продолжительности передачи мощности через гидротрансформатор на каждой ступени механического редуктора.

Известно, что максимальные значения КПД гидротрансформаторов изменяются (в зависимости от соотношения между нагрузочными и преобразующими характеристиками, а также качества изготовления лопастной системы) в довольно широком диапазоне — от 86 до 93% и что блокирование гидротрансформатора поднимает КПД ГМП до 95—97%. Отсюда напрашивается вывод: гидротрансформатор целесообразно использовать в начальный период разгона автобуса (на первой и частично второй передачах), а на последующих передачах блокировать его. Однако при переключении передач без разрыва потока мощности существенно возрастают динамические нагрузки на трансмиссию и усложняется задача обеспечения необходимой плавности переключения, что может существенно повлиять на безотказность деталей, узлов и агрегатов трансмиссии, снизить их долговечность. Чтобы избежать этого, нужно, очевидно, в системе управления иметь специальное устройство, которое уменьшило бы динамические нагрузки путем кратковременной разблокировки гидротрансформатора в момент переключения передач.

Таковы общие соображения. Чтобы убедиться в их правильности, определить влияние режимов работы ГМП на тягово-скоростные качества и топливную экономичность городского автобуса, а также плавность переключения передач, на Центральном научно-исследовательском автополигоне НАМИ были проведены специальные лабораторно-дорожные испытания. Сравнение по расходам топлива выполнялось в условиях движения на одном из наиболее насыщенных регулируемыми перекрестками маршруте г. Москвы. Расстояние между конечными пунктами маршрута в одну сторону было равно 14,4 км, в другую — 14,7 км, число остановок по расписанию в одну сторону — 29, в другую — 31, число дополнительных остановок на регулируемых перекрестках изменялось от 25 до 30. Время движения по графику составляло 50 ± 2 мин, средняя скорость на маршруте была равной 17,0—17,3 км/ч. Среднее расстояние между остановками около 300 м. На каждом режиме переключения ступеней было выполнено по 20 заездов в каждую сторону. Заезды проводились на большом городском автобусе полной массой 15 600 кг с дизелем мощностью 155 кВт при $n = 2600$ мин⁻¹.

Сравнительные лабораторно-дорожные испытания, а также испытания, имитирующие эксплуатационные, проводились на двух режимах использования передач механического редуктора трехступенчатой ГМП и гидротрансформатора. На первом режиме передачи механического редуктора и гидротрансформатор включались в следующей последовательности: первая с гидротрансформатором, вторая с гидротрансформатором, третья с гидротрансформатором, третья с блокированным гидротрансформатором. Скорости движения в момент переключения передач были равны: с первой на вторую — 17—19 км/ч, со второй на третью — 27—29 км/ч.

Блокировка гидротрансформатора на третьей передаче осуществлялась при скорости движения 37—39 км/ч.



Принятые ограничения обеспечили и минимальный расход топлива и выполнение требований ГОСТ 20774—75 и СТ СЭВ 2404—80 к максимальному времени разгона автобуса до скоростей 60 км/ч (37 с) и 50 км/ч (30 с).

На втором режиме передачи механического редуктора ГМП и гидротрансформатор были использованы в сочетаниях: первая с гидротрансформатором, вторая с гидротрансформатором, вторая с блокированным гидротрансформатором, третья с гидротрансформатором, третья с блокированным ГДТ.

Включение блокировки гидротрансформатора на первой передаче из-за сравнительно малого времени работы гидротрансформатора в процессе разгона признано нецелесообразным.

Для обеспечения плавности переключения передач со второй на третью (при прямом переключении) и с третьей на вторую (при обратном переключении), а также для снижения динамических нагрузок гидротрансформатор автоматически разблокировался на 1,5—2,0 с. Фрикцион блокировки управлялся посредством разработанной в НАМИ электронной приставки, которая была подключена к системе электрооборудования ГМП. На этом режиме переключение передач и блокировка гидротрансформатора осуществлялись при следующих скоростях движения: с первой на вторую — 17—19 км/ч, блокировка гидротрансформатора на второй передаче — 27—29 км/ч, со второй на третью — 34—36 км/ч, блокировка на третьей передаче — 37—39 км/ч.

Момент блокировки гидротрансформатора выбирался с учетом обеспечения устойчивой работы двигателя при обратном переключении передач.

Результаты лабораторно-дорожных испытаний автобуса на динамометрической дороге автополигона представлены на рисунке. Из рисунка следует, что при работе ГМП на втором режиме (сплошная линия) автобус имеет более высокое ускорение, чем на первом режиме (штриховая линия): разница по времени разгона до конечной скорости v_p достигает 1,5 с. Что касается разницы между абсолютными расходами q_p топлива, то при разгоне до равных конечных скоростей, например, до 45 км/ч, она равна 3%. Преимущество имеет автобус, ГМП которого переключалась по второму режиму. Автобус на обоих режимах переключения передач и использования гидротрансформатора удовлетворял требованиям ГОСТ 20774—75 и СТ СЭВ 2404—80.

Сравнительные испытания автобуса при имитации эксплуатационных условий на городском маршруте подтвердили результаты лабораторно-дорожных испытаний на автополигоне: разница между расходами топлива составила 3%. Проверка на соответствие систематическому расхождению результатов испытаний на каждом из рассматриваемых режимов переключения передач показала, что разница между расходами топлива не случайна и ее вероятность равна 97%.

Хронометрирование позволило определить продолжительность движения автобуса на отдельных передачах с работающим и блокированным гидротрансформатором. Установлено, что на первом режиме работы ГМП автобус двигался на третьей передаче и блокированном гидротрансформаторе 52—56% времени. При использовании второго режима переключения передач ГМП время движения с блокированным гидротрансформатором увеличилось до 68—72%. (Увеличение произошло за счет блокировки гидротрансформатора не только на третьей, но и на второй передаче ГМП.) На втором режиме работы ГМП время разгона на первой и второй передачах с включенным гидротрансформатором составило 24—26%, а на третьей — оно было равно 4—6%. (При расчете продолжительности движения автобуса на отдельных передачах за 100% было принято время движения между конечными пунктами маршрута, без учета стоянок на остановках.) По субъективной оценке, переключение передач на втором режиме плавности работы ГМП не ухудшило.

На основании результатов проведенных испытаний можно сделать следующие выводы. Конструкция трехступенчатой ГМП позволяет использовать ее на двух режимах переключения передач, причем второй режим уменьшает время работы гидротрансформатора на ~16%. А это, в свою очередь, уменьшает расход топлива до 3%. Разблокирование гидротрансформатора на время переключения передач (1,5—2,0 с) сохраняет плавность работы ГМП, присущую первому режиму.

Влияние длительности переключения передач на показатели работы грузового автомобиля в тяжелых дорожных условиях

Канд. техн. наук Ю. Г. КОТИКОВ, А. Н. БОРИСЕНКО, В. Н. БАРУН, Р. А. АЗАМАТОВ

Ленинградский инженерно-строительный институт,
Камское объединение по производству большегрузных автомобилей

ДЛЯТЕЛЬНОСТЬ переключения ступеней коробки передач влияет на распределение рабочих режимов силовой установки и в целом — на топливную экономичность и техническую скорость автомобиля. Чтобы оценить это влияние количественно, проведены расчетные исследования движения автомобиля-самосвала общей массой 19 т с двигателем, имеющим рабочий скоростной диапазон 1200—2600 мин⁻¹, передаточным отношением главной передачи 5,94 и рядом передаточных чисел коробки передач: 7,82; 4,03; 2,50; 1,53; 1,0.

Расчеты проводили при помощи пакета ФОРТРАН — программ «ОПСИЛУС» для исследования характеристик двигателя и кинематических параметров трансмиссии автомобиля, разработанного в ЛИСИ на основе алгоритма, опубликованного ранее¹. Пакет позволяет имитировать движение автомобиля по дороге с заданным макропрофилем, каждый участок которой описывается восемью параметрами. Маршрут движения, использованный в данном исследовании (построен по материалам работы Л. Х. Гилелеса) состоит из 348 участков и представляет обобщенные дорожные условия работы карьерных автомобилей-самосвалов. Примененный в расчетах вариант логики водителя обеспечивал движение из условия максимума маршрутной скорости. Пакет позволяет также исследовать отдельные этапы движения по множеству дорожных условий.

Некоторые результаты расчетных исследований суммарного влияния сопротивления дороги и длительности переключения передач на эффективность этого процесса представлены на рис. 1—4.

На каждом из рисунков верхняя кривая представляет кинематически обусловленную зависимость начальной частоты вращения коленчатого вала двигателя на последующей передаче от конечной частоты вращения этого вала на предыдущей передаче при времени (t_p) переключения передачи и коэффициенте (f) общего дорожного сопротивления, равными нулю. Все остальные, ниже расположенные кривые семейства относятся к случаю, когда время переключения равно 1 с. Кривыми 1 и 2 показаны ограничения по тяговому балансу, определяющие наибольшие значения f , при которых возможно ускорение автомобиля (кривая 2 — для предыдущей передачи, кривая 1 — для последующей). По рисункам можно оценить способность силовой установки к «чистому», синхронному переключению передач — без подработки муфтой сцепления. Например, из рис. 1 видно, что на исследуемом автомобиле способность пе-

¹ Котиков Ю. Г. Аналитический метод исследования режима разгона автомобиля. В сб.: Вопросы надежности и долговечности автомобилей и их деталей. ЛИСИ. вып. 97, 1974. с. 117—124.

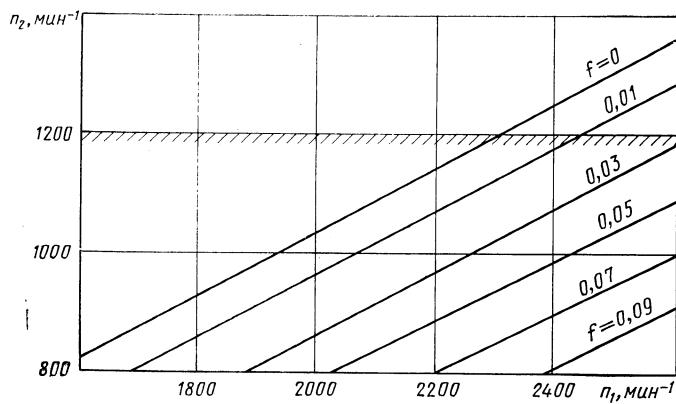


Рис. 1. Зависимости начальной частоты вращения n_2 коленчатого вала двигателя на второй передаче от конечной частоты вращения n_1 на первой передаче при переключении с первой передачи на вторую на дорогах с разными коэффициентами сопротивления f .

рехода с первой передачи на вторую весьма низкая: при коэффициенте сопротивления, большем 0,03, и времени переключения большем или равном 1 с, переключения без подработки сцеплением невозможны, поскольку начальная частота вращения коленчатого вала двигателя на второй передаче в этом случае будет ниже допустимой (1200 мин⁻¹).

Примеры для случаев переключения со второй передачи на третью приведены на рис. 2. Переключения при $t_p = 1$ с подработывания сцеплением возможны для $f = 0,01$ только при $n_2 > 2000$ мин⁻¹; для $f = 0,05$ — при $n_2 > 2200$ мин⁻¹. Для $f = 0,11$ переключения при $n_2 > 2450$ мин⁻¹ возможны, с точки зрения обеспечения попадания в рабочий скоростной диапазон двигателя на третьей передаче, но лишены смысла при разгоне — из-за нехватки на третьей передаче тягового усилия колесах даже для установленного движения (см. кривую 1).

Для случаев переключения с третьей на четвертую и с четвертой на пятую передачи, показанных соответственно на рис. 3 и 4, проблема попадания в рабочий скоростной диапазон двигателя на последующей передаче для рассматриваемого автомобиля теряет остроту, поскольку ограничения по тяговому усилию (см. кривые 1 и 2) сужают диапазон используемых дорог, оставляя только легкие, и тем самым расширяя зоны тех частот n_k вращения коленчатого вала двигателя, с которых возможен переход на ($k+1$)-ю передачу.

Время переключения передач может оказывать значительное влияние на эксплуатационные показатели автомобиля. Это хорошо видно из приведенных в таблице результатов расчетной имитации работы автомобиля в упомянутых выше кардиальных условиях.

Как видим, при уменьшении времени переключения передач с 1 до 0,4 с расход топлива в этих сравнительно тяжелых условиях работы снижается на 30%, средняя скорость движения повышается в 2 раза, приведенные затраты на перевозки уменьшаются на 20%. Число включений каждой из передач с уменьшением времени их переключения растет, что свидетельствует о реализуемой при меньшем времени переключения возможности перехода на более высокие передачи и более экономной работе двигателя. Это свидетельствует также о возможности реализации более высокой скорости движения при малых f , поскольку при больших t_p и f из-за отсутствия в ряде случаев возможности переключения передач автомобиль вынужден двигаться на пониженной передаче (и высоких частотах коленчатого вала двигателя) с реализацией, однако, меньшей скорости движения. При малом времени, затрачиваемом на переключение передачи, силовая установка способна работать гибче.

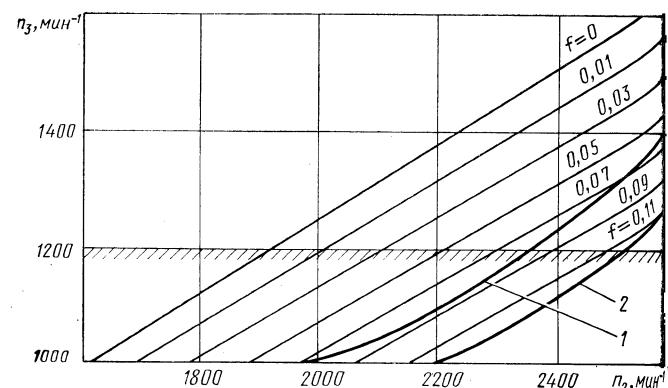


Рис. 2. Зависимости начальной частоты вращения n_3 коленчатого вала двигателя на третьей передаче от конечной частоты вращения на второй передаче при переключении со второй передачи на третью на дорогах с разными коэффициентами сопротивления f .

1 и 2 — ограничения по тяговому балансу соответственно на третьей и второй передачах.

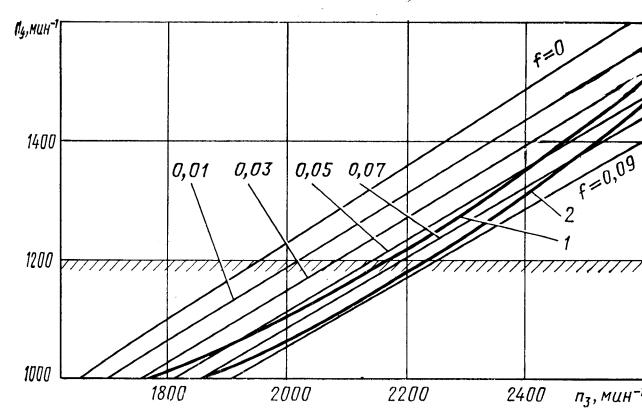


Рис. 3. Зависимости начальной частоты вращения n_4 коленчатого вала двигателя на четвертой передаче от конечной частоты вращения n_3 на третьей передаче при переключении с третьей передачи на четвертую на дорогах с разными коэффициентами сопротивления f : 1 и 2 — ограничения по тяговому балансу соответственно на четвертой и третьей передачах

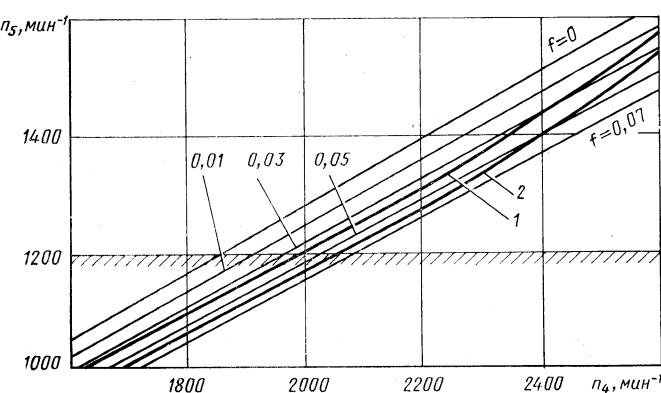


Рис. 4. Зависимости начальной частоты вращения n_5 коленчатого вала двигателя на пятой передаче от конечной частоты вращения n_4 на четвертой передаче при переключении с четвертой на пятую передачу на дорогах с разными коэффициентами сопротивления f : 1 и 2 — ограничения по тяговому балансу соответственно на пятой и четвертой передачах

Эксплуатационные показатели	Изменение показателей в зависимости от времени переключения передач, с			
	1,0	0,7	0,4	0,1
Средняя скорость движения на маршруте, км/ч	14,5	22,1	30,7	33,1
Расход топлива, л/100 км	91,4	71,0	60,3	58,2
Приведенные затраты на перевозки, коп/(т·км)	11,92	10,6	9,95	9,82
Число переключений передач на заезде по передачам:				
первая	116	118	122	135
вторая	73	97	144	180
третья	73	101	167	176
четвертая	90	151	198	200
пятая	32	81	95	97
Общее число включений передач	384	548	726	788
Суммарное время переключений передач, с	384	375	301	79

Несмотря на растущее с уменьшением $t_{\text{пп}}$ число переключений передач и примерное равенство суммарного времени переключений (это верно для $t_{\text{пп}} = 1 - 0,4$), эффект улучшения эксплуатационных показателей значителен. Последнее свидетельствует о том, насколько весомее в тяжелых дорожных условиях возможность переключения на соответствующую передачу и последующее движение на ней, нежели общее число включений передач или суммарное время переключений и связанные с ними местные потери темпа движения автомобиля.

Из всего сказанного следует, что повышение плотности ряда передаточных отношений коробки передач — фактор, способствующий улучшению показателей движения в тяжелых дорожных условиях. И это особенно относится к низким передачам, поскольку затруднения с переключением передач возникают при больших дорожных сопротивлениях на малых скоростях движения. Значит, автомобили, предназначенные для работы в карьерных и других тяжелых дорожных условиях, должны иметь не только повышенную плотность ряда передаточных чисел коробки передач для низких передач, но и иметь возможность малых затрат времени на переключение передач ($t_{\text{пп}} < 0,4$ с).

УДК 621.43-622

Оценка способов аккумулирования водорода по энергозатратам, приведенным к запасу хода автомобиля

(В порядке обсуждения)

А. И. МИЩЕНКО

Институт проблем машиностроения АН УССР

НЕРГОЭКОНОМИЧЕСКАЯ ситуация, сложившаяся в 70-х гг., побудила специалистов к поиску альтернативных топлив для автомобильного транспорта, в том числе водорода или бензоводородной смеси. Например, за последние годы в США, ФРГ, Японии, СССР и ряде других стран исследовалась возможность конвертации двигателей автомобилей для работы на водороде или бензоводородной смеси. В этом направлении достаточно хорошо изучены особенности рабочего процесса двигателей, разработаны различные системы аккумулирования водорода, созданы опытные образцы автомобилей и проведены их испытания, однако проблема пока еще далека от практического решения, поскольку не решена задача выбора оптимального способа аккумулирования водорода.

Известны три способа аккумулирования водорода на автомобиле: в криогенных сосудах, в металлогидридах и в баллонах высокого давления. В последнее время предлагается, кроме того, использовать в качестве аккумуляторов водорода стеклянные микросферы, а также жидкие органические носители водорода. Однако наиболее широкую апробацию прошли криогенный и металлогидридный способы.

Сторонники первого способа считают, что самым важным параметром автомобильного аккумулятора является его масса и что сложность систем криогенного аккумулятора и систем заправки автомобиля жидким водородом на сегодняшнем уровне технологии нельзя считать определяющей. Что же касается высоких энергозатрат на сжижение водорода, то они могут быть компенси-

рованы более низким расходом топлива автомобилем с аккумулятором меньшей массы.

Сторонники второго способа, наоборот, считают, что главная задача — обеспечить минимум первичных энергозатрат, простоту конструкции аппаратуры и систем заправки, высокую степень пассивной безопасности, поэтому металлогидридные системы, которым присущи именно эти свойства, — вне конкуренции. При этом допускается некоторое уменьшение запаса хода автомобиля из-за большой удельной массы аккумулятора.

Таким образом, существующая в настоящее время неопределенность в выборе способа аккумулирования водорода на автомобиле является результатом отсутствия единого подхода к оценке эффективности различных способов.

Между тем такой подход возможен. В частности, объективная оценка различных способов аккумулирования водорода может быть получена, если ее критерием будет величина суммарного энергопотребления автомобиля на единицу пробега, т. е. энергопотребления, которое складывается из энергозатрат на движение автомобиля с учетом перевозки массы самого аккумулятора (обусловленной запасом хода) и энергозатрат на переработку исходного газообразного водорода в количестве, необходимом для единицы пробега, в состоянии, определяемое способом его аккумулирования. Рассмотрим этот вопрос подробнее.

Чтобы сравнить первичные затраты энергии e_a , связанные с зарядкой аккумуляторов, будем относить их к 1 кг водорода.

Для криогенного способа аккумулирования эти энергозатраты складываются из расхода энергии e_c на сжижение полезно используемой части водорода, потерь энергии e_t , затраченной на сжижение той его части, которая транспортируется при транспортировке от завода до заправочной станции, и энергии e_s , затраченной на сжижение водорода, потерянного в процессе заправки аккумулятора. Все составляющие весьма значительны. Так, удельные затраты энергии e_c в значительной мере зависят от масштабов производства: для оборудования производительностью 15—20 т/сутки они составляют 14 кВт·ч, а для 1,44—1,68 т/сутки близки к 25 кВт·ч. Если учесть КПД получения электроэнергии, который в среднем составляет 0,23, то первичные затраты энергии на сжижение водорода составят соответственно 61—108 кВт·ч. Так как перевод автомобильного транспорта на водород потребует значительного количества жидкого водорода, то для его получения, безусловно, будут использоваться крупные станции для сжижения газа. Исходя из этого величину 61 кВт·ч можно считать исходной для последующего анализа.

Доставка жидкого водорода со станции для сжижения газа к заправочным станциям осуществляется в криогенных цистернах большой емкости (5—10 м³). В процессе заправки цистерны некоторая часть (примерно 4% массы) водорода переходит в газообразное состояние и не может быть залита в аккумулятор. При транспортировке и хранении за счет неизбежного испарения в сутки теряется еще 0,8% массы водорода. Значит, дополнительные затраты энергии, обусловленные потерями в процессе транспортировки, будут составлять 0,048 e_c . Потери водорода при заправке автомобильного аккумулятора (за счет испарения) находятся на уровне 7%, следовательно, суммарные дополнительные затраты энергии будут равны 0,118 e_c .

Для криогенного аккумулятора есть еще одна составляющая потерь — это потери за счет испарения водорода в процессе эксплуатации автомобиля. Как бы ни был совершенен криогенный аккумулятор, в нем неизбежен теплоприток к внутреннему сосуду с жидким водородом, а следовательно, испарение. При работе двигателя (подача водорода из газового пространства аккумулятора) давление в аккумуляторе не повышается, так как оно стравливается через систему топливоподачи, но при неработающем двигателе оно рас-

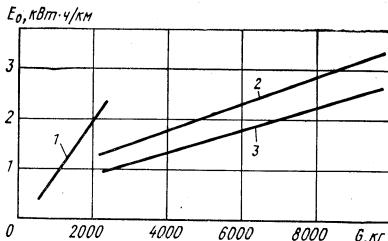


Рис. 1. Зависимость удельных энергозатрат на движение автомобиля от его массы:

1 — легковой автомобиль (испытания по городскому циклу); 2 — автобус (испытания по городскому циклу); 3 — грузовой автомобиль (скорость движения 60 км/ч)

тет, и его приходится стравливать через предохранительный клапан. Например, испытания, проведенные фирмой ДФЛР (ФРГ), показали, что рост давления при длительной стоянке автомобиля не превышал 0,01 МПа/ч и достигал уровня, при котором срабатывает предохранительный клапан, за 35 ч. Следовательно, при регулярной эксплуатации автомобиля потеря водорода и потеря энергии на его сжижение не будет. При стоянках автомобиля более 35 ч потери водорода составляют примерно 7%, а среднестатистические, с учетом времени дополнительных стоянок, могут быть оценены величиной 3,5%.

В случае отбора водорода для питания двигателя в жидкой фазе давление в аккумуляторе будет повышаться и при работе двигателя, что будет приводить к потерям водорода, суточная величина которых составляет около 2,5% массы.

Таким образом, суммарные затраты первичной энергии e_a на аккумулирование жидкого водорода составят, в зависимости от способа питания двигателя, (1,153—1,143) e_c .

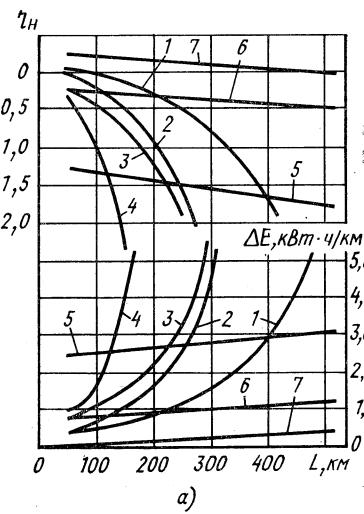
В отличие от криогенного способа, для аккумулирования водорода в металлогидридах и в газообразном состоянии при высоких давлениях первичные затраты энергии на аккумулирование определяются только затратами сжатия до давлений заправки аккумулятора. Они, по сравнению с затратами на

аккумулирование других газов, довольно велики (в связи с большой величиной газовой постоянной водорода). Так, при изотермическом сжатии (с учетом эффективного КПД компрессора КПД получения электроэнергии) энергозатраты для заправки металлогидридных аккумуляторов при давлении 3,0 МПа составят 7 кВт·ч, а для баллонов, заправляемых до давления 1 МПа, — 12 кВт·ч; до 40 МПа — 1 кВт·ч; до 60 МПа — 17 кВт·ч; до 100 МПа — 20 кВт·ч.

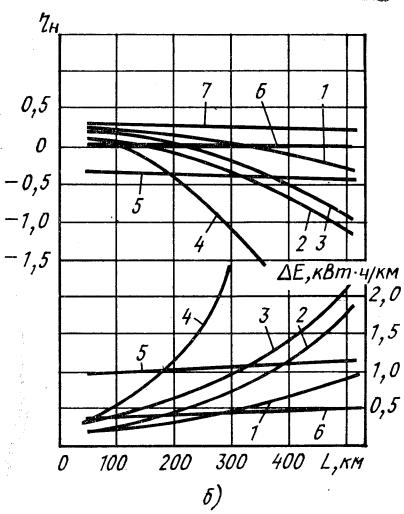
В случае аккумулирования водорода в микростеклосферах или пенометаллах затраты на сжатие дополняются затратами на нагрев металла до температуры 770—870 К, соответствующей порогу диффузии водорода через стенку микростеклосфера. Если принять, что коэффициент аккумулирования по водороду стеклосферах и пенометаллах при давлении 100 МПа близок к 0,01, то расход энергии на нагрев аккумулирующей массы на 1 кг водорода составляет 1 кВт·ч, а суммарные затраты первичной энергии на зарядку стеклосфер до давления 100 МПа — 21,8 кВт·ч.

Наряду с первичными затратами энергии на зарядку аккумулятора при каждом способе аккумулирования водорода необходимо учитывать еще дополнительный расход энергии двигателем автомобиля на перевозку массы самого аккумулятора E_m , которая для некоторых типов аккумуляторов может быть довольно большой. Этот расход энергии можно подсчитать с учетом имеющихся статистических данных по расходу энергии автомобилем в зависимости от его массы (рис. 1). При этом необходимо учитывать, что перевод автомобильных двигателей на водород позволяет снизить расход энергии автомобилем на 30—35%, а при работе на смеси бензина с водородом — на 25—30%.

Для оценки эффективности применения аккумуляторов водорода различных типов введем понятие полной относительной эффективности η_H водородного привода, которая представляет собой отношение разности между удельным расходом энергии базовым автомобилем на бензине и полным удельным расходом



а)



б)

Рис. 2. Зависимость дополнительных энергозатрат ΔE (с учетом заправки аккумулятора и его транспортирования) и относительной эффективности η_H способов аккумулирования водорода от запаса хода для легкового автомобиля с двигателем, работающим на водороде (а) и на смеси бензина с водородом (б):

1 — комбинированный металлогидридный аккумулятор (75% FeTi и 25% MgNi); 2 — металлогидридный аккумулятор (FeTi); 3 — баллоны при давлении 40 МПа; 4 — баллоны при давлении 15 МПа; 5 — криогенный аккумулятор; 6 — аккумулятор на стеклосферах; 7 — аккумулятор на органических гидридах

юдом энергии тем же автомобилем на водороде к удельному расходу при работе на бензине и характеризует относительную величину энергозатрат водородным автомобилем по сравнению с базовым.

Проведенные расчеты показывают, что каждому типу аккумулятора соответствует определенное значение предельного запаса хода автомобиля. Этот предел является следствием экспоненциальной зависимости расхода энергии E_m на транспортировку аккумулятора.

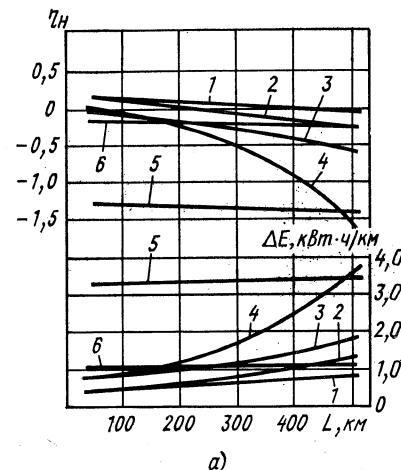


Рис. 3. Зависимость дополнительных энергозатрат ΔE и относительной эффективности η_H способов аккумулирования от запаса хода для автобуса с двигателем, работающим на водороде (а) и на смеси бензина с водородом (б) (обозначения те же, что на рис. 2)

Его абсолютная величина определяется коэффициентом аккумулирования по водороду и удельным расходом энергии на транспортировку единицы дополнительной массы, который задается наклоном прямых на рис. 1. В связи с этим легковые автомобили на водороде с аккумуляторами баллонного типа и на гидридах могут иметь предельное значение пробега, равное 150–350 км. Для всех остальных случаев предельный пробег не является лимитирующим,

поскольку он значительно превышает принятый запас хода автомобиля.

На рис. 2 и 3 представлены основные энергетические показатели легкового автомобиля и автобуса в случае работы их двигателей на водороде и смеси бензина с водородом при использовании некоторых типов аккумуляторов. Как видно из рисунков, наилучшими энергетическими показателями должны обладать автотранспортные средства с аккумуляторами на органических гидридах и микростеклосферах. Даже для

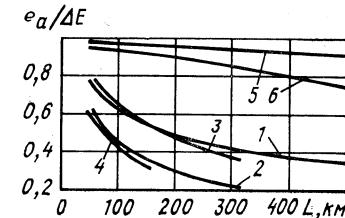


Рис. 4. Изменение относительной доли суммарных затрат энергии e_a на аккумулирование в дополнительных энергозатратах ΔE в зависимости от способов аккумулирования и запаса хода легкового автомобиля (обозначения те же, что на рис. 2)

малую область применения — только для легковых автомобилей на водороде при запасе хода более 350–400 км. И это понятно: удельные дополнительные затраты ΔE для криогенных аккумуляторов определяются в основном первичными затратами энергии на сжигание и потерями водорода при транспортировке и заправке, а их доля составляет около 95% (рис. 4).

Для легковых автомобилей, работающих на смешанном топливе (бензин + водород), и для автобусов наиболее целесообразно аккумулирование водорода в комбинированном металлогидриде с соотношением 75% FeTi и 25% Mg_2Ni . Этот способ позволяет снизить энергопотребление (с учетом затрат на аккумулирование) автобусами на водороде при запасе хода до 300 км на 5–12% и на смешанном топливе на 15–22%. Для легковых автомобилей, работающих на смешанном топливе, энергопотребление при запасе хода 300 км остается на уровне базового автомобиля.

Анализ, проведенный путем оценки суммарных энергозатрат на единицу пробега автомобиля, показывает, что наиболее целесообразным на данном уровне разработок является аккумулирование водорода в комбинированных интерметаллидах. Наряду с минимальными энергозатратами он обеспечивает также высокую пассивную безопасность и относительную простоту конструкции аккумулятора.

УДК 629.113.073.282.1:629.113.072.5

Методика расчета коэффициента сопротивления качению и фактора обтекаемости автомобиля

А. И. РЯБКОВ, В. Н. ЛАВРЕНЧЕНКО

Камское объединение по производству большегрузных автомобилей

Известно, что улучшение топливных характеристик автомобилей неразрывно связано с уменьшением его энергетических потерь. Известно также, что около 70% этих потерь составляют потери мощности на качение и сопротивление воздуха, причем их доля в общем энергетическом балансе автомобиля будет возрастать и в дальнейшем — в связи с тенденцией к увеличению эксплуатационных скоростей движения. Очевидно, что решение задачи быстрого и точного определения величины потерь на качение и сопротивление воздуха для всего эксплуатационного диапазона ско-

ростей движения автомобиля имеет и будет приобретать все более важное практическое значение.

Для решения этой задачи предлагаются методика вычисления коэффициента сопротивления качению и фактора обтекаемости автомобиля в ведомом режиме, основанная на обработке либо кривой выбега, либо зависимости суммарной силы сопротивления движению от скорости. Она отличается от известных методик тем, что коэффициент сопротивления качению и фактор обтекаемости приняты зависимыми от скорости движения автомобиля. Это дает более точ-

ную картину распределения энергетических потерь автомобиля во всем диапазоне эксплуатационных скоростей движения.

При обработке кривой выбега необходимо зависимость $t = \varphi(v)$ времени от скорости при движении накатом (выбег) преобразовать в зависимость $j = \varphi(v)$ замедления автомобиля от той же скорости. В качестве функции, описывающей кривую выбега, используется функция арктангенса, связывающая текущее время выбега со скоростью движения автомобиля. При этом аппроксимация экспериментальных точек кривой выбега осу-

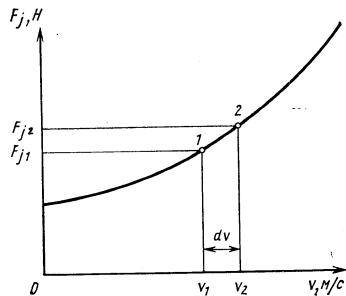


Рис. 1. Зависимость силы инерции F_j от скорости v движения автомобиля при выбеге

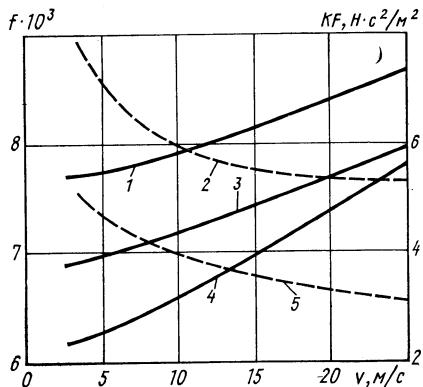


Рис. 2. Результаты расчетов, выполненных по программе на ЭВМ ($f=\varphi(v)$ — сплошные линии, $KF=\varphi(v)$ — штриховые линии):

1 — КамАЗ-5320, полная масса 15,63 т, шины модели ИН-142Б; 2 — автопоезд КамАЗ-5320 + ГБК-8350 с тентом; 3 — КамАЗ-5320, полная масса 15,6 т, шины «Мишлен»; 4 — КамАЗ-5320, полная масса 15,9 т, шины «Континенталь»; 5 — КамАЗ-5320 с тентом, полная масса 15,63 т, шины модели ИН-142Б

ществляется известным методом минимизации Неллера — Мида; среднеквадратичное отклонение времени выбега минимизируется. Тогда точность аппроксимации с вероятностью 95% составляет $\pm 2\%$. Затем, проведя численное дифференцирование функции $t=\varphi(v)$, можно легко получить в численном виде функцию $j=\varphi(v)$. Аппроксимируя ее

полиномом второй степени и подставляя в выражение для силы инерции при выбеге, получают зависимость силы инерции от скорости, графически представленную на рис. 1. Если на этом графике взять две точки на очень малом интервале скоростей, где величины коэффициента f сопротивления качению и фактора обтекаемости KF можно считать практически постоянными, а затем воспользоваться уравнением движения автомобиля при выбеге и известными выражениями для сил сопротивления качению и воздуху, то для этих точек получается система двух линейных уравнений, которые связывают между собой массу автомобиля, коэффициент сопротивления качению, скорость автомобиля, силы сопротивления трансмиссии и силы инерции автомобиля в точках 1 и 2 графика. Решение системы дает действительные значения коэффициента сопротивления качению и фактора обтекаемости на данном малом интервале скоростей. Чтобы получить зависимости этих параметров от скорости, аналогичные вычисления необходимо провести в расчетном диапазоне скоростей. Эти зависимости также хорошо аппроксимируются: первая — полиномом второй степени (точность в 95%-ном доверительном интервале $\pm 0,25\%$), вторая — полиномом третьей степени (точность в 95%-ном доверительном интервале $\pm 1\%$).

Как было сказано выше, зависимости $f=\varphi(v)$ и $KF=\varphi(v)$ можно получить и сопротивления движению от скорости

$F_c=\varphi(v)$ при установившемся движении. Делается это так же, как и в случае кривой выбега, с той лишь разницей, что при составлении системы уравнений используется уравнение установившегося движения автомобиля.

Предлагаемая методика положена в основу программы для ЭВМ на алгоритмическом языке ФОРТРАН-IV. Исходными данными для расчета по программе служат: полная масса автомобиля; передаточное отношение главной передачи; радиус качения колеса; момент инерции вращающихся масс при выбеге, приведенный к ведущим колесам; зависимость потерь мощности в трансмиссии от частоты вращения карданного вала; кривая выбега либо зависимость суммарной силы сопротивления движению от скорости (в табличном виде). Результатом расчета являются полиномиальные зависимости коэффициента сопротивления качению, фактора обтекаемости автомобиля, силы сопротивления воздуха от скорости, а также их графики. Некоторые результаты реально выполненных расчетов приведены на рис. 2.

Чувствительность методики к экспериментальным данным характеризуется погрешностями, приведенными в таблице.

Использование зависимостей, полученных по данной методике, позволяет уменьшить погрешности расчета топливных и тягово-динамических качеств автомобиля. К примеру, погрешность расчета расходов топлива при установившемся движении уменьшилась приблизительно в 2 раза.

УДК 629.113-585:621.892.093

Влияние вязкостно-температурных свойств масла на механические потери в трансмиссии автомобиля

В. В. СОКОЛОВ, А. В. ГРАМОЛИН, Л. П. БАРАНОВА

НАМИ, КамАЗ

ОДНИМ из возможных путей повышения топливной экономичности автомобиля является снижение потерь мощности в трансмиссии, которые, как известно, в общем балансе затрат мощности на движение составляют примерно 15%.

Значительная часть этих потерь связана с вязкостно-температурными свойствами применяемых трансмиссионных масел. Например, опыт эксплуатации грузовых автомобилей в зимний период на масле ТАп-15В показал, что расход топлива из-за повышения вязкости масла при низких температурах в среднем увеличивается в 2 раза. Однако для того,

чтобы установить более точно, как связаны между собой вязкостно-температурные свойства масел, условия эксплуатации автомобилей и механические потери в агрегатах трансмиссии, были проведены специальные исследования. В их ходе определялось, как изменяется температура масла в агрегатах трансмиссии при различных условиях эксплуатации автомобилей и как эта температура влияет на механические потери в агрегатах трансмиссии. Измерения выполнялись в процессе обычной эксплуатации при температуре окружающего воздуха от 231 до 303 К. Их результаты приведены на рис. 1—3. Так, из рис. 1, на ко-

тором показан характер изменения температуры масла в редукторах задних мостов (кривая 2) и в коробке передач (кривая 1) в зависимости от продолжительности движения автомобиля на скорости 40—45 км/ч, видно, что эта температура заметно ниже в редукторах ведущих мостов, что объясняется различной интенсивностью обдува агрегатов воздушным потоком и их рабочей температурой: редукторы ведущих мостов подвергаются интенсивному обдуву встречным потоком воздуха, воздействию снега и воды, коробка же передач нагревается от двигателя, а условия для ее охлаждения менее благоприятны. Но ин-

Т, К

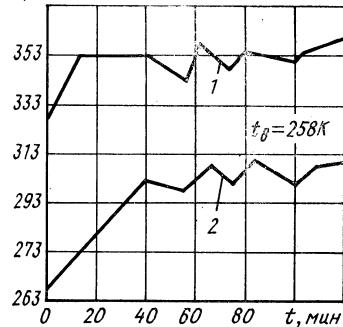


Рис. 1. Изменение температуры трансмиссионного масла в процессе движения автомобиля

T_M, K

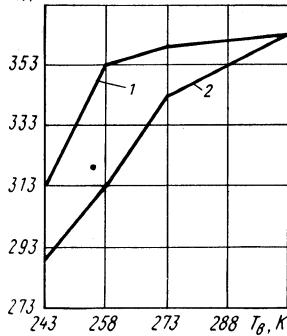


Рис. 2. Влияние температуры окружающего воздуха на температуру масла в агрегатах трансмиссии автомобиля

тенсивность нагрева масла и в редукторах ведущих мостов при движении автомобиля достаточно высока и стабилизируется обычно через 20–40 мин после начала движения, хотя и меньше, чем в коробке передач, где нагрев масла идет одновременно с пуском и прогревом двигателя.

T_M, K

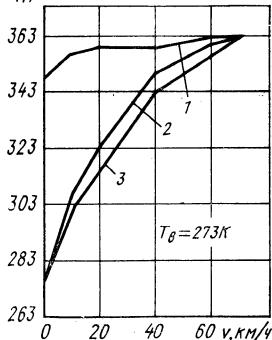


Рис. 3. Влияние скорости движения автомобиля на температуру масла в агрегатах трансмиссии:

1 — коробка передач; 2 — редуктор среднего моста; 3 — редуктор заднего моста

На рис. 2 показано, как изменяется температура масла в коробке передач (кривая 1) и в редукторах ведущих мостов (кривая 2) в зависимости от температуры наружного воздуха при движении грузового автомобиля с постоянной скоростью 40 км/ч. Как видно из рисунка, с понижением температуры воздуха ниже 273 К температура масла резко снижается, особенно в редукторах ведущих мостов: в них при 258 К темпера-

тура масла составляет 303–313 К, а при 243 К не превышает 288 К.

Влияние скорости движения автомобиля на температуру масла в агрегатах автомобиля при его движении в диапазоне скоростей до 70 км/ч показано на рис. 3.

Из рисунка следует, что для температуры масла в редукторах ведущих мостов скорость движения автомобиля является одним из основных факторов. Это обусловлено ростом гидравлических потерь с увеличением скорости взаимного перемещения деталей редуктора и, соответственно, возрастанием количества энергии, переходящей в тепло. Так, при увеличении скорости движения автомобиля с 20–30 км/ч до 60–70 км/ч температура масла при всех прочих равных условиях возрастает с 313–323 К до 358–363 К.

Для изучения влияния нагрузки автомобиля на температуру масла в агрегатах проведены испытания незагруженного автомобиля и автомобиля с полной нагрузкой. Они показали, что для температуры масла в агрегатах трансмиссии нагрузка имеет второстепенное значение. В частности, при движении автомобиля без нагрузки и с полной нагрузкой со скоростью 40–45 км/ч различие в температуре масла в ведущих мостах составило не более 5 К (рис. 3).

Из приведенных данных следует, что наибольшее влияние на температуру масла оказывают температура окружающего воздуха и скорость движения автомобиля. Причем оба фактора особенно сильно влияют на свойства масел в редукторах ведущих мостов.

$\Delta N_e, \%$

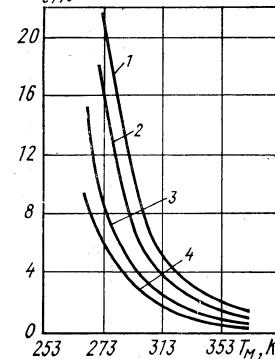


Рис. 4. Влияние температуры масла на потери в агрегатах трансмиссии:

1 — ТАп-15В; 2 — ТСп-15К; 3 — ТСп-10; 4 — ТМ5-12В

Влияние температуры масла на потери в агрегатах трансмиссии определено при испытании различных масел в коробке передач и в редукторах ведущих мостов.

В коробке передач фиксировалась затраты мощности на вращение без нагрузки при различных температурах и марках масла. Результаты испытаний приведены на рис. 4. Из него видно, что затраты мощности ΔN_e на привод агрегатов растут по мере понижения температуры масла. Этот рост особенно заметен с температур 330–313 К и ниже.

Из сопоставления данных рис. 4 и рабочих температур (рис. 3) масла в коробке передач автомобиля следует,

что существенное снижение затрат мощности в ней за счет вязкостно-температурных свойств масла может быть получено лишь в зимний период, в основном при пуске и прогреве двигателя. Во время движения автомобиля затраты мощности на привод коробки передач практически не зависят от марки масла (вследствие его высокой рабочей температуры).

$\Delta N_e, \text{кВт}$

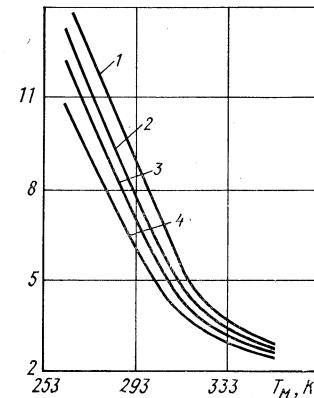


Рис. 5. Затраты мощности в агрегатах трансмиссий в зависимости от марок применяемых масел (обозначения те же, что на рис. 4)

Результаты исследования потерь в редукторах ведущих мостов приведены на рис. 5. Из него видно, что так же, как и в коробке передач, потери в редукторах ведущих мостов при использовании различных масел неодинаковы и резко возрастают при температуре ниже 323–333 К.

$\Delta \delta_{tp}, \%$

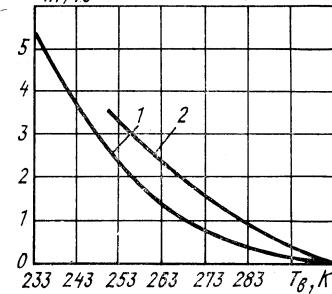


Рис. 6. Экономия топлива в зависимости от марок применяемых масел:

1 — ТМ5-12В по сравнению с ТСп-10; 2 — ТСп-15К по сравнению с ТАп-15В

Исходя из средних эксплуатационных расходов топлива автомобиля и результатов проведенных исследований на рис. 6 приведены расчетные данные возможной экономии топлива ΔG_t за счет использования трансмиссионных масел с улучшенными вязкостно-температурными свойствами. Из рисунка следует, что в зонах с умеренным климатом (температуры окружающего воздуха от 268 до 253 К) переход с масла марки ТАп-15В на ТСп-15К может дать до 2–3% экономии топлива. При эксплуатации автомобилей в условиях холодного климата применение масла ТМ5-12В вместо ТСп-10 может снизить расход топлива автомобилями на 4–5%.

Улучшение технико-эксплуатационных показателей автопоезда КамАЗ-53212

В. П. КОРОТКОВ, канд. техн. наук В. В. ОСЕПЧУГОВ

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

ОДНИМ из путей повышения производительности и снижения эксплуатационных расходов топлива автомобилями является оптимизация их конструктивных параметров применительно к заданным условиям эксплуатации. Эта задача может быть решена в том числе и за счет рационального применения выпускаемых автомобильной промышленностью модификаций узлов и агрегатов.

Так, для автомобилей КамАЗ, согласно инструкции по эксплуатации, выпус-

того движении в городе, на магистральных и горных дорогах. При этом использовались методики моделирования эксплуатационных режимов движения на комплексе дорог автополигона, разработанные на основе большого объема статистических данных по условиям эксплуатации и режимам работы автомобилей в различных условиях. Результаты исследований приведены в табл. 1.

Как видно из таблицы, увеличение передаточного числа главной передачи

с 6,53 до 7,22 ведет к росту удельной производительности автопоезда во всех исследованных условиях эксплуатации, причем наибольший эффект (9,4%) получен при работе в горных условиях.

Полученные результаты объясняются тем, что повышение динамических качеств автопоезда при ведущих мостах с более высоким передаточным числом главной передачи уменьшает время работы на низших передачах коробки передач и, как следствие, суммарное число оборотов коленчатого вала двигателя на единицу пути. Сказанное подтверждается табл. 2 и 3, в которых приведены значения параметров при работе автопоезда в горных условиях.

Из всего этого можно сделать вывод: использование модификации автопоезда КамАЗ-53212 с передаточным числом главной передачи, равным 7,22, позволяет повысить его народнохозяйственную эффективность.

Второй способ повышения этой эффективности — установка противодымного корректора в топливном насосе высокого давления двигателя КамАЗ-740. Он не только уменьшает на 40% дымность отработавших газов в режиме свободного ускорения, но и снижает, как видно из табл. 4, эксплуатационные расходы топлива при движении того же автопоезда (передаточное число главной передачи 7,22).

Из табл. 4 также следует, что применение топливной аппаратуры с противодымным корректором практически

Параметры

	На городских дорогах при		На магистральных шоссе при		На горных дорогах при	
	$i_0 = 6,53$	$i_0 = 7,22$	$i_0 = 6,53$	$i_0 = 7,22$	$i_0 = 6,53$	$i_0 = 7,22$
Средняя скорость движения, км/ч	33,8	35,8	52,9	52,6	30,0	29,8
Эксплуатационный расход топлива, л/100 км	53,1	54,2	44,4	43,1	71,3	64,7
Удельная производительность, т·км/(л·км/ч)	12,73	13,21	23,83	24,40	8,42	9,21
Относительная удельная производительность, %	100	103,7	100	102,4	100	109,4

Таблица 1

Средняя скорость движения, км/ч
Эксплуатационный расход топлива, л/100 км
Удельная производительность, т·км/(л·км/ч)
Относительная удельная производительность, %

Время движения, %, на передачах

i_0	Время движения, %, на передачах									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
6,53	4,4	1,5	9,9	17,5	9,0	7,2	3,0	16,8	0	30,7
7,22	0	0	8,9	10,3	0,1	28,5	0	19,5	0	32,7

Таблица 2

Таблица 3

Параметры	Значения при	
	$i_0 = 6,53$	$i_0 = 7,22$
Среднее передаточное число коробки передач	2,29	1,79
Среднее передаточное число трансмиссии	14,97	12,92
Средняя частота вращения коленчатого вала двигателя, мин ⁻¹	1920	1694
Среднее число оборотов коленчатого вала двигателя на единицу пути, об/км	3840	3410

каются четыре модификации редукторов ведущих мостов (с передаточными числами главной передачи, равными 5,43; 5,94; 6,53; 7,22). Там же сказано, что ведущие мосты с передаточными числами 5,43 и 5,94 предназначены для одиночных автомобилей, а с 6,53 и 7,22 — для автопоездов и седельных тягачей, однако для каких моделей и в каких условиях конкретно, не оговорено.

В связи с этим Центральным научно-исследовательским автополигоном НАМИ были проведены исследования. Их цель — оценить влияние передаточного числа главной передачи на скорости движения, эксплуатационные расходы топлива автопоезда КамАЗ-53212 при

Параметры	Топливная аппаратура			
	серийная	с противодымным корректором	серийная	с противодымным корректором
Городские дороги	35,8	35,7	52,6	52,0
Магистральные шоссе	54,2	53,2	43,1	41,3
Горные дороги	13,21	13,42	24,4	25,18
Магистральные шоссе	100	101,6	100	103,2
Горные дороги	9,21	9,71	100	105,4

Таблица 4

Параметры	Топливная аппаратура			
	серийная	с противодымным корректором	серийная	с противодымным корректором
Шоссе Москва — Ленинград	60,7	58,4	60,6	60,0
Шоссе Москва — Минск	41,1	38,6	42,1	39,1
Шоссе Москва — Минск	29,53	30,26	28,79	30,69
Шоссе Москва — Минск	100	102,5	100	106,6

Таблица 5

не оказывает влияния на скоростной режим движения автопоезда, но удельную его производительность повышает, в зависимости от условий эксплуатации, на 1,6—5,4%.

Для подтверждения правильности сделанных выводов были дополнительны проведены испытания автопоездов на магистралях Москва — Ленинград и Москва — Минск (передаточное число главной передачи также 7,22). Их результаты приведены в табл. 5.

Как видно из таблицы, сделанные ра-

нее выводы по применению топливной аппаратуры с противодымным корректором в условиях автополигона подтвердились и при испытаниях в условиях эксплуатации. Некоторая разница в средних значениях исследуемых параметров при движении автопоезда в магистральных условиях и при моделировании этих условий на автополигоне (см. табл. 4 и 5) объясняется тем, что при разработке методики моделирования эксплуатационных условий движения в качестве типичных

магистральных дорог были выбраны, кроме уже названных магистралей, также и магистрали Москва — Горький, Москва — Ярославль, Москва — Симферополь, имеющие более сложные дорожные условия.

Таким образом, повышение передаточного отношения главной передачи и установка топливной аппаратуры с противодымным корректором, действительно, являются средством, позволяющим экономить топливо на автомобиле КамАЗ.

ТЕХНОЛОГИЯ МАТЕРИАЛЫ

УДК 658.26:621.31:621.783.2-62:546.17

Экономия энергетических ресурсов при использовании технического азота на проходных печах газовой цементации и нитроцементации

МКТЭИавтотпром
В. В. ЧЕКАНСКИЙ

У ГЛУБЛЕНИЕ топливно-энергетического кризиса поставило вопрос об экономии природного газа на всех этапах промышленного производства, в связи с чем в ряде капиталистических стран в 70-х годах были предприняты попытки решить проблему использования атмосфер на основе азота в качестве альтернативы эндотермическим атмосферам при химико-термической обработке. Однако дело дальше публикаций, преимущественно рекламного характера, не пошло. Причины — сложность реализации и недостаточная экономическая целесообразность применения синтетических атмосфер.

Так, оказалось, что процесс цементации в синтетических атмосферах сопровождается обильным выделением сажи; контроль и регулирование процесса нельзя осуществлять при помощи стандартных приборов, определяющих содержание CO_2 или H_2O ; с увеличением содержания азота в смеси снижается парциальное давление окиси углерода и водорода в печной атмосфере, что отрицательно оказывается на массообмене и кинетике процесса науглероживания; процесс весьма чувствителен к колебаниям в содержании окислителей и т. д.

Однако атмосферы на базе технического азота имеют и бесспорные достоинства (сокращение расхода природного газа на технологические нужды; отсутствие необходимости в генераторах и, следовательно, затрат энергии и труда при их обслуживании; сокращение количества вредных выделений в атмосферу и улучшение условий безопасности при эксплуатации печного оборудования), что побуждало к продолжению работ в этой области. Выход был найден: технический азот надо применять в смеси с органическими жидкостями, обеспечивающими при термическом крекинге в рабочем пространстве печи атмосферу с составом, аналогичным составу атмосферы эндогаза.

Наибольшее распространение для этих целей за рубежом получил метanol, так как технология химико-термической обработки с использованием атмосфер, состоящих из технического азота и метанола, практически не отличается от технологии с использованием эндогаза. Не изменяются также приемы и средства контроля процесса. Однако метanol — сильный яд, поэтому затраты, связанные с выполнением правил техники безопасности при его использовании, делают процесс, основанный на использовании азотно-метаноловых смесей, менее рентабельным, чем эндогазовый.

Экономию природного газа можно получить не только за счет азотно-метанольных смесей, но и за счет комбинирован-

ного применения на проходных агрегатах азотных и эндотермических атмосфер. В пользу такого решения говорит следующее: атмосфера эндогаза обеспечивает высокую эффективность науглероживания, хорошо регулируется по углеродному потенциалу при помощи серийно выпускаемых отечественных приборов типа РЕКАР и РЕТОР конструкции НИИТавтотпрома и обеспечивает стабильность и высокое качество термообработки; комбинированное применение азотных и эндотермических атмосфер позволяет реализовать все преимущества азотных атмосфер, сохранив при этом все достоинства эндотермических.

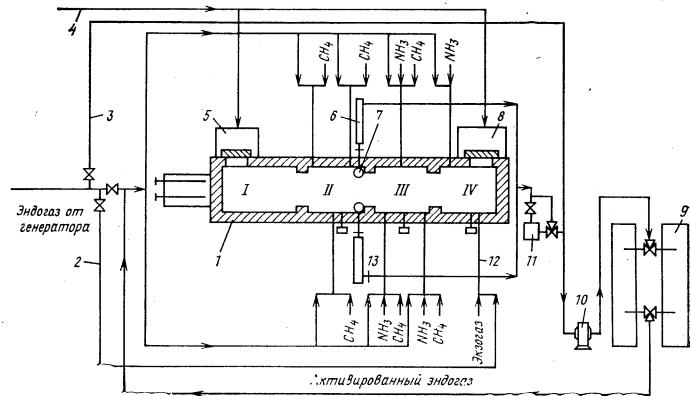
Для реализации метода комбинированного применения азотных и эндотермических атмосфер МКТЭИавтотпромом разработан технологический процесс газовой цементации и нитроцементации в замкнутом контуре рециркуляции контролируемой атмосферы. Этот процесс основан на способе приготовления контролируемых атмосфер, позволяющем восстановить науглероживающие свойства атмосферы за счет ее глубокой осушки.

Процесс газовой нитроцементации в замкнутом контуре рециркуляции контролируемой атмосферы разработан применительно к двухрядным толкательным агрегатам фирмы «Холкрофт» (США). В соответствии с этим процессом, большая часть отработавшей атмосферы забирается из печи через трубчатый теплообменник и подается газодувкой в специальную установку, где из нее удаляется влага. Дестабилизированная таким образом атмосфера направляется в цементационную печь, где проходят химические реакции, за счет которых повышаются углеродный потенциал и науглероживающая способность атмосферы.

Незначительная часть печной атмосферы удаляется через свечи на тамбурах загрузки и выгрузки (чтобы исключить попадание в активную зону печи вредных газовых смесей, образующихся там в момент загрузки и закалки). Эти потери восполняются за счет подачи в печь эндогаза от генератора. Чтобы свести к минимуму возможность попадания воздуха в тамбуры загрузки и выгрузки в момент, когда открываются наружные дверки, в них подается технический азот.

Процесс внедрен в термическом цехе механосборочного производства Волжского автозавода им. 50-летия СССР. Для этого пришлось модернизировать двухрядный четырехзонный проходной агрегат I (см. рисунок): в конце его тепловой зоны II, которая принята за зону активного насыщения, под сводом

Таблица 1



И, наконец, третий фактор — повышенный перенос массы углерода в атмосфере эндогаза, прошедшего предварительную глубокую осушку. Удаление H_2O из атмосферы дестабилизирует состав атмосферы и делает ее более реакционноспособной.

Новый малоотходный процесс газовой цементации и нитротементации в замкнутом контуре рециркуляции контролируемой атмосферы с использованием технического азота позволяет повторно использовать атмосферу эндогаза, выходящую из печи, и таким образом снизить его расход на 85%, а природного газа на добавки — до 30%. Производительность аг-

регата при этом повышается на 20%. Повторное (многократное) использование атмосферы эндогаза обеспечивает снижение загазованности и уменьшение тепловыделений от печи на 15% и дает возможность обслужить одним генератором десять печей.

Новый процесс может быть использован при работе проходных агрегатов всех типов. Экономия эндогаза составит, в зависимости от конструктивных особенностей агрегата, от 75 до 85% при дополнительном потреблении технического азота в количестве $10\text{ m}^3/\text{ч}$.

УДК 658.511.2:621.357.7:628.543

Экономия материальных ресурсов в гальваническом производстве

Канд. экон. наук В. И. КЕРЖАКОВ, Н. В. ЯРОШ

Сумской филиал Харьковского политехнического института им. В. И. Ленина

ГАЛЬВАНИЧЕСКИЕ покрытия играют важную роль в продлении сроков службы металлических деталей и узлов автомобилей, в связи с чем развитие гальванического производства в автомобильной промышленности происходит опережающими темпами: на долю ее предприятий приходится 12—15% всей площади гальванических, наносимых в промышленности страны. Поэтому разработка мер по экономии ресурсов, используемых в гальванических производственных цехах, является важнейшей народнохозяйственной задачей. Но это — и важнейшая экономическая задача. Дело в том, что рост объемов сточных вод и шламов, содержащих ценные металлы, может привести к значительному увеличению затрат на предотвращение загрязнения окружающей среды. Например, уже сейчас на Запорожском автозаводе «Коммунар» шламами гальваники занято 3000 m^2 очистных сооружений. Кроме того, при создании 1 m^2 гальванического покрытия образуется $0,4$ — $0,6\text{ m}^3$ сточных вод.

Применение непроточных ванн улавливания, увеличение продолжительности стекания растворов с изделий, встряхивание, обдувка изделий и подвесок, правильное завешивание изделий и другие мероприятия позволяют снизить вынос электролита из гальванических ванн и уменьшить потери реагентов без значительных дополнительных капитальных затрат.

Решаться эти задачи могут различными способами.

Так, одним из способов значительного снижения расхода воды является противоточно-каскадная промывка деталей. Однако перечисленное полностью не решает проблему. Полноту предотвратить потери ценных ресурсов позволяет лишь внедрение в гальванических цехах замкнутого водооборота с регенерацией применяемых реагентов в процессе очистки загрязненных вод. Правда, применяемый сейчас в большинстве гальванических цехов реагентный метод очистки сточных вод не обеспечивает возврат воды в производство без последующей ее очистки, а образующийся в процессе реагентной очистки смешанных стоков шлам имеет сложный химический состав и непригоден для дальнейшей переработки. Поэтому регенерацию ценных компонентов непосредственно в гальваническом производстве целесообразнее осуществлять на локальных станциях очистки сточных вод, обрабатывающих однородные по составу стоки — хромсодержащие, никельсодержащие и другие с использованием современных методов очистки, прежде всего ионного обмена. Это доказано работой, например, мощной ионообменной установки, используемой на ВАЗе: она позволяет обессолить и вернуть в производство 90—95% сточных вод. Но ценные компоненты при этом, к сожалению, теряются с отходами. С этой точки зрения более прогрессивна технология, внедряемая в гальваническом производстве Запорожского автозавода «Коммунар»: здесь на ионообменной установке будет

регенерироваться из сточных вод до 200 т в год основного сульфата никеля.

Преимущество ионной очистки, по сравнению с реагентной, состоит и в том, что, если последняя, выполняя природоохранные функции, не дает никакой отдачи непосредственно в гальваническом производстве, то ионная, а также электродиализ, обратный осмос, ультрафильтрация и другие прогрессивные методы позволяют снизить затраты на использование свежей воды за счет внедрения водооборота и регенерации ценных веществ. Расчеты показывают: затраты на внедрение ионообменной установки на автозаводе «Коммунар» окупятся за 6—7 мес.

Недостаток прогрессивных методов очистки стоков на локальных станциях состоит в том, что их применение возможно только при значительных объемах однородных сточных вод. В гальванических же производственных цехах применяются разнообразные способы покрытия — цинкование, никелирование, хромирование, меднение, кадмирование и др., поэтому внедрение локальных методов очистки на каждом предприятии по каждому виду покрытий потребовало бы огромных капиталовложений. Выход из создавшегося положения — в концентрации и специализации гальванического производства. И такая возможность есть: как правило, на автозаводе имеются несколько гальванических цехов и участков. Сейчас они чаще всего делают разнообразные покрытия и очищают стоки каждый самостоятельно. Видимо, пора сокращать число видов гальванических покрытий на отдельных заводах. Расчеты показывают: если, например, число видов покрытий уменьшить с 15 до 3, то их себестоимость снижается в 1,6 раза, а трудоемкость — в 1,8 раза. Главное же, массовое производство покрытий ограниченной номенклатуры позволяет применить локальные методы очистки стоков с организацией водооборота и регенерации реагентов.

Одним из направлений сокращения потерь металлов в гальваническом производстве является переработка шламов на предприятиях цветной металлургии, но такая переработка возможна при раздельной подготовке осадков, содержащих цинк, никель, хром и другие металлы. Поэтому одним из направлений экономии ценных материалов, видимо, должно стать создание специализированных предприятий по переработке шламов гальванических цехов.

Комплексное использование всех методов сокращения потерь сырья со сточными водами и шламами гальванических производств позволит в значительной степени компенсировать затраты на охрану окружающей среды, снизить остроту проблем, связанных с хранением больших количеств токсичных отходов, получить дополнительное количество ценного сырья для насыщения гальванических покрытий.

Состояние и перспективы развития систем управления гибкими технологическими комплексами

В. П. НЕЧАЕВ, А. Д. ЧУДАКОВ

НИИавтотпром

В НАСТОЯЩЕЕ время в отечественном и зарубежном машиностроении начинается широкое применение нового вида автоматизированного оборудования — гибких технологических комплексов (ГТК), которые предназначены для обработки чередующихся, разных по объему и номенклатуре, партий деталей. Комплексы базируются на станках с ЧПУ (как правило, с автоматической сменой инструмента и механизмами смены палет либо загрузки — выгрузки деталей), объединенных автоматизированной транспортно-складской системой. Каждый из агрегатов комплекса сохраняет свою автономную систему управления (устройство ЧПУ, пульт управления складом и др.) и может функционировать автономно, а автоматический цикл совместного функционирования агрегатов комплекса обеспечивается системой централизованного управления на основе ЭВМ. Система централизованного управления объединяет эти агрегаты в единый комплекс и организует их совместную работу по выполнению производственной программы, а также по разрешению внеплановых ситуаций.

В нашей стране уже эксплуатируется несколько таких комплексов. В их числе можно назвать автоматизированный цех из станков с ЧПУ на БелАЗе, участок станков с ЧПУ, объединенных ЭВМ, на ГАЗе и др. Однако сейчас ставится задача создания типовых гибких технологических комплексов, их широкого тиражирования и внедрения. Первый этап ее решения — анализ и сравнительная характеристика систем управления комплексами, их классификация, а также формулировка общих требований к таким комплексам.

В технической литературе системы управления комплексами по уровню автоматизации принято разделять на три группы.

К первому (нижнему) уровню автоматизации относят системы DNC, называемые в отечественной литературе также системами группового управления. В их функции входит работа с управляющими программами для станков с ЧПУ комплекса, т. е. прием управляющих программ, подготовленных вне системы, и организация их централизованного хранения; поиск, редактирование и визуальная (на экране или в печатном виде) индикация текстов управляющих программ; распределение управляющих программ по каналам связи (исключая обращение перфолент) между станками с ЧПУ, контрольно-измерительными машинами и другим автоматическим оборудованием. Примерами систем такого рода являются уже упоминавшиеся комплекс на ГАЗе и автоматизированный цех на БелАЗе.

Второй уровень автоматизации имеют системы управления автоматизированными участками из станков с ЧПУ с системой централизованного хранения и доставки деталей и заготовок. В этом случае к функциям, перечисленным выше, добавляются сбор данных о ходе производства, состояния станков, инструмента и транспортно-накопительной системы, а также формирование соответствующей справочно-учетной информации и выдача ее на экран или печать. Примером систем этого уровня может служить комплексно-автоматизированный участок на Днепропетровском электровозостроительном заводе.

Наконец, к третьему (высшему) уровню автоматизации относятся системы управления гибкими технологическими комплексами, которые обеспечивают автоматизацию всего производственного процесса в данном комплексе. В них автоматически формируются производственные планы, распределяются ресурсы с учетом приоритетов, регулируются материальные потоки через транспортно-накопительные системы, погрузочно-загрузочные устройства и роботы, распределяются программы между станками, обрабатываются результаты измерений, автоматизируются документооборот и взаимодействие с АСУП, смежными и комплектующими службами. Такие системы, естественно, представляют наибольший интерес, поскольку они создают основу для «безлюдной технологии» при круглосуточной работе и могут служить базовыми ячейками при создании автоматических цехов и заводов.

Система, обеспечивающая полную автоматизацию производства, представляет собой программно-аппаратный комплекс, который включает серийно выпускаемую управляющую мини- и микро-ЭВМ с необходимым набором стандартных внешних устройств; набор специальных устройств сопряжения центральной управляющей ЭВМ с устройствами ЧПУ станков, координатно-измерительными машинами, пультом управления автоматизированного склада и другими агрегатами участка;

комплект программно-математического обеспечения, состоящий из общего математического обеспечения (операционной системы) и пакета прикладных машинных программ с необходимой эксплуатационной документацией.

Задачи, решаемые рассматриваемой системой, принципиально отличаются от задач системы управления традиционными автоматическими линиями. Эти отличия заключаются прежде всего в необходимости автоматизированной разработки технологической и планово-организационной документации для запуска новой партии деталей. Другое существенное отличие состоит в том, что на традиционной автоматической линии движение потока изделий определяется компоновкой оборудования, конструкцией транспортных устройств и темпом работы линии, тогда как в гибких системах возможна циркуляция деталей между агрегатами и транспортно-накопительными устройствами в произвольной последовательности и с различными временными интервалами. Соответственно, здесь возникает задача гибкого управления адресованием. Поэтому систему централизованного управления гибким комплексом можно разделить на две части: программно-аппаратный комплекс оперативного управления, работающий в реальном масштабе времени и осуществляющий информационно-управляющее взаимодействие с локальными устройствами управления агрегатами (станками, транспортно-складской системой, координатно-измерительной машиной и др.) во время автоматического производственного цикла; пакет прикладных программ, работающих вне реального масштаба времени (сессиями или как фоны) и обеспечивающих технологическую и организационную подготовку запуска новой партии, а также формирование управляющих массивов для вышеупомянутой подсистемы оперативного управления в реальном масштабе времени.

Основные функции комплекса оперативного управления: автоматическое формирование библиотеки управляющих программ в долговременном запоминающем устройстве с составлением каталога и обеспечением оперативного доступа;

обработка запросов от станков, определение номера необходимой управляющей программы, автоматический поиск ее в библиотеке и выдача по каналам связи на соответствующее устройство ЧПУ;

учет сигналов от локальных устройств управления о выполнении операций и выдача команд на выполнение следующих операций;

определение необходимости транспортирования заготовок от склада к станку и обрабатываемых изделий от станка, выработка и выдача соответствующих указаний пульта управления транспортно-складской системы;

прием и запоминание данных о состоянии отдельных служб (инструментального хозяйства, пункта ОТК и др.), поступающих с выносных пультов либо специальных датчиков;

выдача оперативных данных, ввод и исполнение внеплановых диспетчерских указаний;

учет движения потоков деталей и заготовок и ведение картотек состояния рабочих мест и транспортно-складской системы;

формирование и выдача справочных данных о ходе производства, прохождении заказов, состояния оборудования и др.

Технологическая подготовка запуска новой детали (партии) применительно к гибким технологическим комплексам из станков с ЧПУ сводится к разработке управляющих программ и карт инструментальных наладок. Поэтому неотъемлемой частью функционально-полной системы централизованного управления является подсистема автоматизированной подготовки управляющих программ для станков с ЧПУ, предназначенная для функционирования на мини-ЭВМ, которая находится непосредственно в составе гибкого комплекса. Такая подсистема, используя описание детали, которое составлено на русском языке в виде фраз, сформированных по определенным правилам, переводит эти описания в тексты программ в кодах ИСО, пригодные для передачи в устройства ЧПУ, и вырабатывает сопутствующие информационные массивы данных по инструментальным наладкам. В настоящее время для управляющих ЭВМ СМ-1, СМ-2 и СМ-2М такая система, соответствующая требованиям гибких технологических комплексов, разработана (она получила название «ТЕХТРАН СМ-1»).

Организационная подготовка производственного процесса на гибком технологическом комплексе заключается в автоматизи-

Система, разработчик	Тип образователей	Центральная ЭВМ	Хранение, поиск и доставка деталей	Загрузка и разгрузка станка	Перспективное планирование	Оперативное планирование	Составление производственных планов-установок по ходу производства	Раздача управляемых программ по станкам	Установка инструмента и оснастки	Связи со смежными и комплексно-интегрирующими службами
ACK-10, ЭНИМС	Корпусные	M6000	Автоматизированные	Автоматизированные	Подавтоматизированное	Автоматизированное	Автоматизированное	Автоматизированная	Неавтоматизирована	Неавтоматизированы
ACK-20, Ивановский завод тяжелого станкостроения им. 50-летия СССР	То же	СМ-2	То же	То же	Неавтоматизированное	Неавтоматизированное	Неавтоматизированное	Неавтоматизированное	Автоматизирована	То же
ACK-20, ЭНИМС	Тела вращения	M6000	«	Полуавтоматизированные	Полуавтоматизированное	«	«	«	Автоматизированное	Полуавтоматизирована
Автоматизированный цех, Днепропетровский электроприводительный завод	То же	M6000	«	Полуавтоматизированные	Полуавтоматизированное	«	«	«	Автоматизированное	Автоматизирована
Технологический комплекс, НИИ ГАПТОР	Корпусные	СМ-1, СМ-2М, СМ-2	Сменный инструмент	Сменный инструмент	Автоматизированное	Автоматизированное	Автоматизированное	Автоматизированное	Неавтоматизированы	Неавтоматизированы
Технологический участок, ГАЗ	Сменный инструмент	Сменный инструмент	Сменный инструмент	Сменный инструмент	Неавтоматизированное	Неавтоматизированное	Неавтоматизированное	Неавтоматизированное	Неавтоматизированы	Неавтоматизированы

¹ В полномасштабном варианте.

рованной разработке документов и информационных массивов, определяющих порядок комплектации и взаимосвязей со смежными службами, а также порядок прохождения деталями агрегатов участка. Поэтому такой же неотъемлемой, как и подсистема подготовки управляющих программ, частью функционально-полной системы централизованного управления гибким комплексом является подсистема оперативно-календарного планирования и учета. Такие подсистемы уже созданы. Это разработки ЭНИМСа для автоматизированных станочных систем типа АСВ и АСК; подсистема «Автоплан» на базе мини-ЭВМ СМ-1, СМ-2 и СМ-2М, которая характеризуется наибольшим достигнутым на сегодняшний день уровнем функциональной полноты.

Подсистема «Автоплан» решает задачи перспективного планирования — такие, как формирование партий деталей и графика их выпуска, составление ведомостей заказов на поставку заготовок с предусмотренными опережающими сроками и др. Она также решает задачи оперативного планирования — такие, как составление расписаний загрузки агрегатов и распределение деталей по агрегатам, выдача заданий на подготовку оснастки и инструмента с необходимым опережением планируемых сроков обработки, выдача заданий на выполнение внешних операций. Автоматизируется и документооборот со смежными службами и руководящим персоналом; предусмотрена возможность оперативной корректировки плановых массивов и документов с целью разрешения непредвиденных ситуаций (внеплановые заказы, перераспределение заданий по рабочим местам в случае выхода из строя или ввода в строй одного или нескольких из них и т. д.).

Очевидно, что системы централизованного управления гибкими технологическими комплексами могут быть работоспособными и при отсутствии части вышеперечисленных функций, хотя и при низшей степени автоматизации. Например, при отсутствии автоматизированной подготовки управляющие программы могут быть подготовлены одним из традиционных способов вне системы и введены затем в библиотеку. При отсутствии автоматизированного планирования необходимые документы могут быть разработаны планово-диспетчерским персоналом, а затем переданы оператору для ввода в систему и т. д. Это позволяет поэтапно вводить системы в эксплуатацию. В то же время следует учитывать, что под общим названием систем управления гибким комплексом в ряде случаев понимаются разработки, существенно различающиеся по совершенству и функциональной полноте.

Сведения о функциональной полноте и основных показателях некоторых отечественных систем управления гибкими комплексами приведены в таблице.

Как видно из этой таблицы, новые отечественные системы централизованного управления реализуются на базе управляющих мини-ЭВМ.

Решение перечисленных выше задач сводится к выработке тех или иных управляющих воздействий в ответ на сигналы (заявки на обслуживание) от агрегатов комплекса. Поэтому для оценки и сравнения таких систем можно применять те же показатели, по которым оцениваются автоматизированные системы обработки информации. Это, во-первых, интегральная и динамическая пропускные способности системы за определенный период. Во-вторых, временные показатели эксплуатационных свойств системы (среднее системное время, затрачиваемое на обслуживание заявок данного приоритета, и среднее время ожидания этими заявками начала обслуживания), через которые могут быть вычислены и другие временные показатели (коэффициент задержки обслуживания, коэффициент недостатка системного времени и др.). В-третьих, показатели степени использования системы, в том числе с учетом ее надежности (коэффициенты готовности принять заявку на обслуживание, загрузки агрегатов и вынужденного простоя агрегатов).

В настоящее время данных, дающих объективные количественные оценки названных выше показателей, пока не накоплено. Поэтому ставится задача создания головных образцов полнофункциональных систем централизованного управления гибкими комплексами и определения на их основе этих или других аналогичных показателей.

Основные направления дальнейшей работы по системам управления гибкими комплексами: создание пакетов прикладных программ для центральной мини-ЭВМ, обеспечивающих выполнение необходимого набора функций, а также специальной аппаратуры и каналов связи для сопряжения центральной мини-ЭВМ с устройствами ЧПУ и другими агрегатами гибкого комплекса; разработка управляюще-вычислительных комплексов на современной микропроцессорной базе, ориентированных конкретно на выполнение функций централизованного управления в гибких комплексах, и проектов организаций производства и документооборота на предприятиях, эксплуатирующих гибкие комплексы.

Вентиляция и отопление корпусов литейного завода КамАЗ

К. Л. ЩЕРБАКОВ, М. И. СИЦИНСКИЙ

Гипроавтотпром

ТЕПЛНОСИТЕЛЕМ для систем вентиляции и отопления чугунолитейного и сталелитейного корпусов — так же, как и всего литейного завода КамАЗ, принята перегретая (420 К) вода, поступающая с ТЭЦ. Однако масштабы производства и размеры много-пролетных корпусов чугунного и стального литья исключают эффективное действие аэрации, поэтому вентиляция — только механическая, работающая как в холодные, так и в теплые периоды года. На всех участках, где возможно выделение газов и пыли, имеются устройства для отсоса. Газовоздушная смесь и запыленный воздух перед выбросом в атмосферу через трубы высотой 45 м подвергаются очистке сухим (через матерчатые рукавные фильтры) или мокрым способом (через скруббера типа ротоклон). При сухом методе очистки вся отасываемая смесь поступает в коллекторы, которые транспортируют ее со скоростью 30 м/с в пылеулавливающие камеры башенного типа, расположенные на расстоянии 210 м от литейных корпусов. В камерах пыль оседает в рукавных фильтрах и после их автоматического встраивания собирается в промежуточных бункерах, из которых системой непрерывного транспорта (шнековые конвейеры, элеваторы) подается в бункерный склад. На складе пыль увлажняется и окомковывается. Образовавшиеся глобулы вывозятся за пределы завода.

На плавильных печах предусмотрены также устройства для отсоса от электродных отверстий свода, рабочих окон и из пространства печи под сводом (через четвертое отверстие в нем), на миксерных печах — от электродных отверстий и рабочих окон загрузки и выдачи жидкого металла.

Кроме этих устройств для местного отсоса, над печами в межферменном пространстве предусмотрены специальные вытяжные зонты, действующие в период загрузки печей и выдачи металла. Система этих устройств включается в период плавки. Для переключения систем вентиляции в коллекторах отсоса от печей и зонтов предусмотрены заслонки.

Наибольшее количество выделений в этих цехах дают дуговые плавильные печи, причем значительная часть этих выделений (до 60%) представляет собой пылиники размерами до 1 мкм. Очистка газовоздушной смеси такого состава, как показала практика крупных зарубежных литейных предприятий, наиболее эффективна и с наименьшими затратами достигается при сухом методе.

Пылеулавливающая система плавильного цеха чугунолитейного корпуса оборудована шестью вентиляторами производительностью 15,8 тыс. м³/мин каждый (мощность электродвигателя вентилятора 1900 кВт). Производительность пылеулавливающей системы чугунолитейного корпуса составляет 5150, а сталелитейного — 2565 тыс. м³/ч. Не уловленные устройствами для местного отсоса и вытяжными зонтами вредные выделения из плавильного цеха чугу-

нолитейного корпуса удаляют при помощи вентиляторов; в плавильном цехе сталелитейного корпуса эти функции выполняют светодиодные фонари.

В формовочных, стержневых и термообразных цехах чугунолитейного и сталелитейного корпусов ряд технологических процессов (например, выбивка форм, приготовление формовочных и стержневых смесей, очистка отливок и др.) также сопровождается интенсивным выделением пыли, но с размерами частиц, преимущественно превышающими 1 мкм. Естественно, что вентиляционные системы, отсасывающие загрязненный воздух из этих цехов, не осуществляют такой тонкой очистки, как сухие матерчатые фильтры. Однако их применение ограничено из-за наличия влаги в отасываемом из смесеприготовительных и некоторых других отделений и участков воздухе. Влага пропитывает материал рукавных фильтров, закрывает поры и тем самым выводит фильтры из строя. Специальные газовые осушители, предназначенные для испарения влаги из улавливаемого воздуха, удороожают вентиляционные системы и усложняют их эксплуатацию, так как зимой увлажненная пыль может замерзнуть в бункерах пылеулавливающих камер и сделать невозможным работу окомкователя. Учитывая вышеизложенное, во всех цехах корпусов чугунного и стального литья (кроме плавильных) применяют мокрую

речных балок, что позволяет располагать вентиляционные магистрали в пространстве между продольными балками без значительного выступания).

Применяемые на КамАЗе мощные вентиляционные установки имеют значительные размеры, поэтому они из-за необходимости периодической модернизации производства размещены вне площадей и объемов пролетов, занятых основным технологическим и транспортным оборудованием. Например, в сталелитейном корпусе для размещения приточных вентиляционных камер потребовалось 11,5 тыс. м² площади; для этого была сделана надстройка третьего этажа.

Отопление основных производственных отделений совмещено с приточной вентиляцией; дежурное отопление осуществляется переключением части систем на рециркуляцию; для отопления складских помещений применяются отопительно-рециркуляционные агрегаты, а в административно-конторских, бытовых и вспомогательных помещениях — местные нагревательные приборы.

В системах вентиляции и отопления предусмотрены автоматизация и дистанционное управление, в том числе дистанционное включение и отключение приточных и общеобменных вытяжных систем, автоматическое регулирование температуры притока в зависимости от температур помещения, автоматическое включение тепловых завес при откры-

Показатели	Корпус	
	серого и ковкого чугуна	стального литья
Расход тепла, млн. ккал/ч (%):		
общий	313,2 (100%)	116,8 (100%)
на вентиляцию	295,0 (94%)	108,0 (92,5%)
на отопление	18,2 (6%)	8,8 (7,5%)
Производительность кондиционеров, млн. м ³ /ч	30,0	8,6
Установленная мощность вентиляционного оборудования, кВт	42100	18255

очистку — через скруббера типа ротоклон. Единая для всего завода система централизованного гидрошламоудаления экономично обеспечивает сбор и транспортирование пыли, улавливаемой в мокрых фильтрах.

Особенностью систем вытяжной вентиляции является последовательная работа вентиляторов, которые подают загрязненный воздух от устройств местного отсоса в сборные магистральные воздухопроводы.

Система приточной вентиляции предусматривает забор наружного воздуха, который затем подогревается или охлаждается в кондиционерах производительностью 120 и 250 тыс. м³/ч. Магистральные приточные воздуховоды для второго этажа корпусов расположены в межферменном пространстве. Свежий воздух подается в рабочие зоны при помощи спусков, расположенных в створе колонн на высоте 4 м от уровня пола. На первом этаже магистральные воздуховоды располагаются под междуэтажным перекрытием (плиты этого перекрытия выполнены без попе-

тии ворот и т. д. Технико-экономические данные систем приведены в таблице.

Как показала практика, эксплуатация вентиляционных систем рассмотренных корпусов КамАЗа не только способствует созданию необходимых санитарно-гигиенических условий труда в цехах, но и обеспечивает охрану окружающей среды. Улавливаемый загрязненный воздух, пройдя предварительную очистку, выбрасывается в атмосферу, как упоминалось, через трубы высотой 45 м. Такая высота обеспечивает выброс воздуха за пределы возможной «аэродинамической тени», что дает дополнительное снижение концентрации оставшихся вредных веществ (за счет рассеивания). Кроме того, наличие пылеулавливателей камер «бегхаз» с окомкованием улавливаемой пыли исключает загрязнение воздушной среды.

Принципиальные решения систем вентиляции и защиты окружающей среды, принятые в литейных корпусах КамАЗ, находят применение не только на крупных литейных предприятиях, но и в относительно небольших литейных цехах.

О применении алюмохромфосфатной связки в точном литье по выплавляемым моделям

Канд. техн. наук В. С. ОМЕЛЬЧЕНКО, Н. И. МЕРЖАНОВА, Л. П. КАБАЧЕВА

ВНИИМаш

В СООТВЕТСТВИИ с традиционной технологией для точного литья по выплавляемым моделям используют пя-тислойные керамические оболочные формы, которые изготавливаются на основе гидролизованного раствора этилсиликата. Гидролизованный раствор имеет сравнительно высокую вязкость, что не позволяет приготовить огнеупорную супензию с соотношением жидкой и твердой фаз выше 1:1,18. Отсюда — низкая вязкость супензии. Низкая концентрация пылевидного кварца в супензии в сочетании с крупным присыпочным песком КО63 на втором и последующих слоях дает рыхлую керамическую оболочку и, как следствие, большую ее толщину (до 8 мм). Естественная сушка слоев огнеупорного покрытия не обеспечивает необходимой степени их просушивания. В результате керамические оболочные формы имеют низкие пределы прочности при статическом изгибе как после выплавки моделей (не более 2,8 МПа), так и после прокалки (не более 1,7 МПа). Более того, большая длительность цикла прокалки становится «узким местом» в производственно-технологическом цикле, сдерживает рост выпуска точно литьих заготовок. Новая технология изготовления керамических оболочных форм — на основе гидролизованного раствора этилсиликата с частичной заменой его алюмохромфосфатной связкой (АХФС) — позволит существенно повысить прочность керамических оболочек.

АХФС представляет собой вязкую жидкость темно-зеленого цвета, обладающую (ТУ 6-18-166-73) плотностью 1,56:1,60 кг/см³, вязкостью в пределах 58—60 с. Она хорошо растворяется в воде и при хранении в кислотостойкой таре практически не меняет своих свойств.

Гидролизованный раствор этилсиликата

та, но уже с расчетным содержанием двуокиси кремния, равным 8%, приготавляется совмещенным способом при следующем соотношении ингредиентов (в %):

Этилсиликат	32	25,0
Ацетон	34,5	
Вода	34,4	
АХФС	5,0	
H ₂ SO ₄	0,5—1,2	
ОП-10	0,1	

Приготовленная огнеупорная супензия должна иметь число pH в пределах 1,5—2,0 ед. (супензия по числу pH доводится при помощи серной кислоты), ее вязкость 40—48 с.

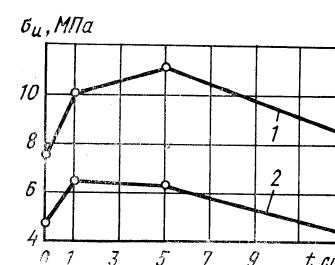
Чтобы выявить, как влияет продолжительность выдержки огнеупорной супензии с АХФС на ее живучесть и способ выплавки модели (прочность керамических оболочек), были проведены специальные исследования. Их результаты приведены на рисунке, из которого видно, что огнеупорная супензия с АХФС обладает достаточно большой живучестью, поз-

ление 24 ч с момента ее приготовления до изготовления керамических оболочек ведет к повышению предела прочности σ_u при статическом изгибе после выплавки оболочек как в горячей воде, так и в горячем воздухе. Причем в последнем случае тенденция повышения σ_u сохраняется при выдержке супензии до пяти суток. При дальнейшем старении супензии наблюдается падение σ_u (примерно до прочности образцов, изготовленных из свежеприготовленной супензии). Нельзя не отметить и то, что при выплавке оболочек в горячем воздухе их прочность примерно в 2 раза выше, чем в случае выплавки в горячей воде.

Таким образом, наиболее эффективное использование связующих свойств этилсиликата, гидролизованного совмещенным способом, с частичной заменой его АХФС, достигается при естественном старении огнеупорной супензии в течение 24—120 ч и выплавке блоков горячим воздухом.

Новый технологический процесс позволяет повысить живучесть огнеупорной супензии и ликвидировать ежедневные непроизводительные ее потери; снизить расчетное содержание двуокиси кремния в связующем растворе с 14,5 до 8%; ограничиться четырьмя (вместо пяти) слоями огнеупорного покрытия; снизить расход этилсиликата на 60%; осуществить прокалку керамических оболочек без опорного наполнителя, что, в свою очередь, повысит пропускную способность камерных электрических печей сопротивления, снизит расход электроэнергии и создаст условия для наращивания выпуска литья без увеличения производственных мощностей.

Экономическая эффективность процесса составляет 37 тыс. руб. в год.



Зависимость прочности керамических образцов от времени выдержки супензии:
1 — выплавка в горячем воздухе; 2 — выплавка в воде

воляющей исключить ежедневные прямые ее непроизводительные потери (слив в отвал). Так, выдержка супензии в тече-

НОВЫЕ МАТЕРИАЛЫ

НОВАЯ ИСКУССТВЕННАЯ КОЖА ДЛЯ ОБИВКИ КАБИН ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Для обивки потолка и стен кабины грузовых автомобилей разработана облицовочная перфорированная винилискоожа на основе пенополиуретана. Новый материал имеет высокие прочностные показатели, хорошие акустические характеристики, удовлетворительные эксплуатационные свойства.

В 1982 г. материал внедрен на КамАЗе. Экономический эффект от внедрения этой винилискоожи составил 988 тыс. руб. в год за счет высвобождения 500 тыс. м² хлопчатобумажного трикотажа.

Н. К. Болтачева, Б. Б. Бобович,
Л. Г. Балишанская

ПОЛИУРЕТАНОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ ШКВОРНЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ АВТОМОБИЛЕЙ-САМОСВАЛОВ БелАЗ-549

Срок службы шкворневого соединения подвесок автомобилей-самосвалов БелАЗ-549 ограничен из-за недостаточной работоспособности резиновых скребков.

Для повышения ходимости узла разработаны грязесъемники из полиуретана на основе пористых полиэфиров и «Диа-

мета-Х», а также производственная технология их изготовления методом литья под малым давлением.

Результаты лабораторных стендовых и эксплуатационных испытаний подтвердили повышение в 2—3 раза ходимости соединений, защищенных такими грязесъемниками, а их внедрение обеспечило экономический эффект — 180 тыс. руб. в год.

Н. Н. Резчик, В. И. Гомонов,
С. Л. Рыбаков

ЧУГУН, МИКРОЛЕГИРОВАННЫЙ СУРЬМОЙ

На Саранском литейном заводе «Центролит» им. 50-летия ВЛКСМ отливки из чугуна СЧ 18 часто имели пониженную твердость (до 1,4 ГПа по шкале Бринелля), так как чугун выплавляли в вагранках производительностью 20 т/ч, перегревали в индукционных канальных миксерах ASEA и разливали в формы при температуре 1590—1600 К. В результате, как показал анализ химического состава и качества чугуна, повышалось содержание кремния.

Для стабилизации твердости чугуна содержание кремния снизили за счет изменения состава шихты, а также дополнительного микролегирования металла сурьмой (0,01—0,03% в зависимости от содержания кремния в расплаве). Это позволило получить перлитную металлическую основу чугуна при содержании углерода и кремния на верхнем пределе и минимальное различие в твердости по сечениям отливки. Экономический эффект от внедрения этого чугуна составил 140 тыс. руб. в год.

А. И. Штурмаков

НАВСТРЕЧУ 60-ЛЕТИЮ СОВЕТСКОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

В день всенародного праздника — 66-й годовщины Великого Октября — страна узала имена правофланговых социалистического соревнования. Их высокопроизводительный труд в борьбе за выполнение решений XXVI съезда КПСС, заданий XI пятилетки отмечен Государственными премиями СССР.

В этом и последующих номерах нашего журнала редакция публикует материалы о работниках отрасли, удостоенных этой высокой награды Родины, — людей, показывающих образцы высокопроизводительного труда, новаторского подхода к делу, постоянно проявляющих инициативу, высокий профессионализм, умение вскрывать и приводить в действие резервы роста производства и повышения его эффективности, хозяйствское отношение к народному доброму.

УДК 331.876.4.«1983»

ПОБЕДИТЕЛИ ВСЕСОЮЗНОГО СОЦИАЛИСТИЧЕСКОГО СОРЕВНОВАНИЯ — ЛАУРЕАТЫ ГОСУДАРСТВЕННОЙ ПРЕМИИ СССР ЗА 1983 Г.

ВЫДАЮЩИХСЯ производственных успехов добилась Валентина Ивановна Белкина — токарь механосборочного цеха № 2 Московского автозавода им. И. А. Лихачева, ударник коммунистического труда.

На протяжении всей своей производственной деятельности она, работая на самых ответственных операциях обработки пятачоходной червячной шестерни привода спидометра, значительно перевыполняет сменные задания при отличном качестве выпускаемой продукции.

Начиная свою трудовую деятельность в механосборочном корпусе завода, В. И. Белкина работала на одном станке. По-степенно, с накоплением опыта, знаний, мастерства, профессиональных навыков, перешла на обслуживание двух, затем трех станков, а в настоящее время работает на четырех, которые взяты ею под личную социалистическую сохранность. Успешно освоены ею многие операции — такие, как протяжка, сверление, зубонарезание, фрезерование, шлифование. Все это позволяет ей, в случае производственной необходимости, эффективно и плодотворно трудиться на любом рабочем месте, выполняя сменные задания не менее чем на 160% и выпускать продукцию только отличного качества.

Высокий уровень профессионального мастерства, большой опыт делают ее непременным участником совершенствования многих производственных процессов. Так, например, при ее непосредственном участии был выполнен расчет уменьшенных припусков на механическую обработку заготовки, в результате чего стало возможным внедрение малоотходной технологии.

Многое делает В. И. Белкина для вскрытия и успешного использования дополнительных резервов производства. В частности, ею подан ряд рационализаторских предложений по изменению конструкции режущего инструмента, что позволило значительно повысить стойкость резцов и качество обрабатываемых поверхностей червячной шестерни. При этом на 9% сократился расход высоколегированной твердосплавной стали, идущей на изготовление резцов, уменьшилось время на подналадку и замену инструмента. Кроме того, по ее предложению была усовершенствована конструкция зажимного приспособления на двух станках и по эскизам, в соответствии с новейшими достижениями эргономики, изготовлены стеллажи для оснащения рабочего места.

Отличное знание технологии обработки деталей в сочетании с высоким профессиональным мастерством позволяет В. И. Белкиной осуществлять периодическую подналадку станков своими силами, не прибегая к услугам наладчиков, в результате чего снижаются внутрисменные простои и повышается производительность труда, на 10% снижаются затраты на ремонт станков и более чем на 500 руб. экономится материалов.

Много сил и внимания уделяет В. И. Белкина комплексному совершенствованию организации труда бригады, в которой она трудится. По ее предложению, например, была изменена технологическая расстановка оборудования и организация грузопотоков на рабочих местах, результатом которой стало значительное снижение потерь времени на переходы от станка к станку и к заготовкам. Улучшились также условия труда, что привело к повышению (в среднем на 10%) производительности труда каждого рабочего бригады.

Своим богатым опытом, знаниями, передовыми методами труда она щедро делится со всеми рабочими непосредственно на рабочих местах, в школах коммунистического труда, на

профсоюзных и партийных собраниях, при обучении молодых рабочих. Всем ее 18 ученикам за достижение высоких производственных показателей присвоено звание «Ударник коммунистического труда».

Задания двух лет XI пятилетки В. И. Белкина выполнила к 16 сентября 1982 г., а задания трех лет обязалась выполнить за два с половиной года. Этот почин поддержало свыше 4 тыс. автозаводцев.

Ей неоднократно присваивалось звание «Лучший по профессии» по механическому корпусу завода, объединения, отрасли. За самоотверженный труд она неоднократно награждалась общесоюзными знаками «Победитель социалистического соревнования» (1973, 1975, 1979 и 1980 гг.), «Ударник IX пятилетки», «Ударник X пятилетки», ее имя занеслось на Доску почета и в Книгу почета завода. В мае 1980 г. за досрочное выполнение заданий X пятилетки В. И. Белкина удостоена ордена Трудовой Славы III степени. И вот сейчас, на исходе срединного года XI пятилетки, — Государственная премия СССР.

Яркую страницу в летопись славных дел коллектива Ярославского завода топливной аппаратуры вписал ударник коммунистического труда, кузнец Юрий Александрович Марков.

В 1954 г., после окончания средней школы, пришел он на завод. Начал с ученика кузнеца свободной ковки. И очень скоро пристрастие, любовь к своему делу, любознательность, большое трудолюбие помогли ему стать высококвалифицированным специалистом, настоящим мастером свободной ковки. Идут годы, но творческий подход к выполняемой работе, постоянное стремление к повышению производительности труда и качества продукции, стремление к комплексному совершенствованию трудовых процессов, эффективному использованию рабочего времени остаются важнейшими сторонами характера рабочего-новатора.

В числе первых включился он во Всесоюзное социалистическое соревнование за повышение эффективности производства и качества труда, досрочное выполнение заданий XI пятилетки, наметил конкретные средства и способы улучшения показателей своей работы. В их числе — отработка взаимопонимания, слаженности и быстроты движений людей, занятых в едином трудовом процессе (кузнеца, машиниста молота и подручного); совершенствование организации и обслуживания рабочего места; правильный подбор инструмента и расположения его в порядке использования в процессе работы; уплотнение рабочего времени за счет рационального планирования работы и своевременного нагрева поковок; применение специальных ковочных штампов собственной конструкции, позволяющие сократить отходы при обработке и ускорить технологический процесс изготовления заготовок; сокращение затрат времени на выполнение вспомогательных операций; умение быстро определять температуру поковок и сокращать время на предварительные замеры профиля и т. д. Все это, как видим, вещи известные, но применяются они Ю. А. Марковым в комплексе, постоянно, поэтому и приносят хорошие результаты.

Ю. А. Марков, как и В. И. Белкина, обладает талантом новатора. Достаточно сказать, что предложенные им рационализаторские идеи позволили ему лично только за годы X пятилетки сэкономить 5,7 тыс. нормо-ч и выпустить дополнительную продукцию на сумму около 10 тыс. руб., сэкономить завод десятки тысяч рублей. Большой личный вклад внес он, напри-

мер, в освоение новых видов изделий — таких, как цанги для токарных многошпиндельных полуавтоматов и других станков, детали для штампов, контрольные и технологические приспособления, постоянно участвует в изготовлении деталей разнообразной номенклатуры, предназначенных для оснастки цехов основного и вспомогательного производства, а также для ремонтно-эксплуатационных нужд.

Богатый опыт, рабочая смекалка, подлинное новаторство помогают ему вносить ценные предложения по улучшению технологических процессов и экономии металла. Так, когда на заводе внедрялось позаимствованное с родственного предприятия мероприятие, Ю. А. Марков предложил проковку дисковых фрез и роликов выполнять не поштучно, а комплектом, что позволило не только резко ускорить процесс обработки, но и значительно повысить качество этих деталей. Благодаря его высокому профессиональному мастерству припуски на изготавливаемые им поковки — всегда минимально необходимые, что позволяет экономить около 720 кг инструментальной стали и значительное количество других дорогостоящих металлов.

О качестве труда Ю. А. Маркова дает представление и такой факт: всю продукцию он сдает в ОТК с первого предъявления. Ему предоставлено право работать с личным клеймом качества. О его заинтересованности в общем деле свидетельствуют успехи в X и XI пятилетках.

Так, приняв обязательство завершить задания X пятилетки к 110-й годовщине со дня рождения В. И. Ленина, он еще раз всесторонне проанализировал свои возможности по использованию резервов производства и выступил с инициативой работать под девизом «Пятилетку — за четыре года». И выполнил пятилетнее задание за 3 года и 9 месяцев, а до конца пятилетки обязался выполнить еще два годовых задания. Его примеру последовали многие работники завода. В результате более

1 тыс. рабочих выполнили задание пятилетки досрочно, в том числе 96 — задание шести лет, а коллектив бригады прессовщиков цеха автоматных деталей (бригадир В. А. Коротин) — семь годовых заданий. Учитывая трудовые успехи, деловые, политические и моральные качества Ю. А. Маркова, коммунисты оказали ему большую честь, избрав его делегатом XXVI съезда КПСС.

С еще большим трудовым подъемом и энтузиазмом участвует Ю. А. Марков в социалистическом соревновании за досрочное выполнение заданий XI пятилетки. Например, к Дню машиностроителя он выполнил личный план 1982 г., а к 60-летию СССР — задание 2,5 лет, выпустив дополнительной продукции на сумму 3109 руб.

Свой богатый производственный опыт, глубокие знания технологии передовик-новатор охотно передает товарищам по работе: профессии кузнеца он обучил семь молодых рабочих. Признанный наставник молодежи, он постоянно интересуется условиями труда, настроением и бытом своих подшефных, советами, личным примером воспитывает у них коммунистическое отношение к труду, любовь к избранной специальности и заводу.

За отличные производственные показатели Ю. А. Маркову в 1960 г. было присвоено звание «Ударник коммунистического труда», в 1971 г. он был удостоен высокой правительственной награды — ордена Ленина; трудовые достижения в IX пятилетке отмечены орденом Трудового Красного Знамени. Он — победитель социалистического соревнования 1974 и 1978 гг., ударник IX, X и XI пятилеток. Поэтому присуждение Государственной премии 1983 г. — заслуженная оценка труда одного из лучших представителей прославленного коллектива Ярославского завода топливной аппаратуры.

М. Б. АНДРЕЕВ

УДК 621.43-123

МОДЕРНИЗИРОВАННЫЕ V-ОБРАЗНЫЕ ДВИГАТЕЛИ ЗМЗ

ПЕРЕД двигателестроителями страны «Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года» поставлена задача обеспечить всемерную экономию топливно-энергетических и материальных ресурсов и, в первую очередь, создание и быстрейшее внедрение двигателей, обладающих пониженным расходом топлива, повышенной надежностью и долговечностью. Для ее решения Заволжский моторный завод им. 50-летия СССР осуществил комплексную модернизацию семейства V-образных восьмицилиндровых двигателей рабочим объемом 4250 см³. Новое семейство включает двигатели ЗМЗ-53-11 (базовый), ЗМЗ-66-06 и ЗМЗ-672-11, обладающие улучшенными технико-эксплуатационными качествами (табл. 1). Эти двигатели заменят стоящие на производстве с 1964—1965 гг. двигатели ЗМЗ-53, ЗМЗ-66 и ЗМЗ-672.

Скоростные характеристики двигателя после модернизации (сплошные линии) и до нее (штриховые линии) приведены на рис. 1.

Отличительная особенность семейства модернизированных двигателей — новый эффективный рабочий процесс (с вихревым движением заряда), который на 5—8% улучшает их

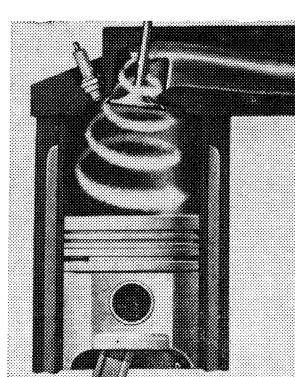
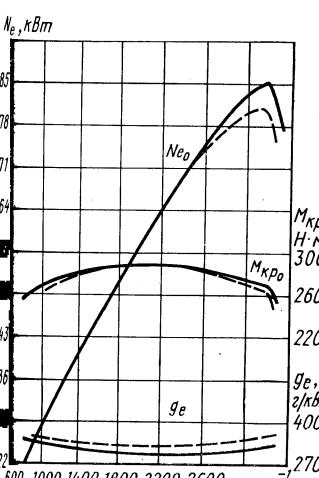


Рис. 2. Схема движения топливовоздушной смеси в камере сгорания и цилиндре модернизированного двигателя

Параметры	Двигатель	
	до модерниза- ции	после модер- низации
Число цилиндров	8	8
Расположение цилиндров	V-образное	V-образное
Рабочий объем, см ³	4250	4250
Диаметр цилиндра, мм	92	92
Ход поршня, мм	80	80
Степень сжатия	6,7	7,0
Мощность брутто, кВт	84,5	88,2
Максимальная рабочая частота враще- ния коленчатого вала, мин ⁻¹	3200	3200
Максимальный крутящий момент брут- то, Н·м	296	296
Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, мин ⁻¹	2200—2000	2000—2500
Максимальный удельный расход топ- лива по внешней скоростной характе- ристике брутто, г/кВт·ч	324	300
Фазы газораспределения (при зазорах между клапаном и коромыслом 0,35 мм), град:		
открытие впускного клапана (до в. м. т.)	36	24
закрытие впускного клапана (после н.м.т.)	52	64
открытие выпускного клапана (до н.м.т.)	50	70
закрытие выпускного клапана (пос- ле в.м.т.)	22	18
Диаметр дозирующих элементов карбю- ратора, мм:		
большого диффузора	27	27
малого диффузора	11	11
смесительной камеры	33	33
жиклеря экономайзера	0,7	0,85
отверстия воздушного жиклера	1,5	1,75
холостого хода		
переходные отверстия системы	1,0	1,2
холостого хода		
Пропускная способность жиклера, см ³ / мин:		
главного топливного	330	310
топливного холостого хода	110	90
Распределитель зажигания	P-133	P-133
Установка момента зажигания, град	4 до в. м. т.	4 после в. м. т.
Бензин	A-76	A-76
Система смазки:		
фильтрация масла	Центрифугой	Полнопоточ- ная, бумаж- ным элемен- том
масляный насос		Односекцион- ный
Вентиляция картера	Двухсекцион- ный	Закрытая

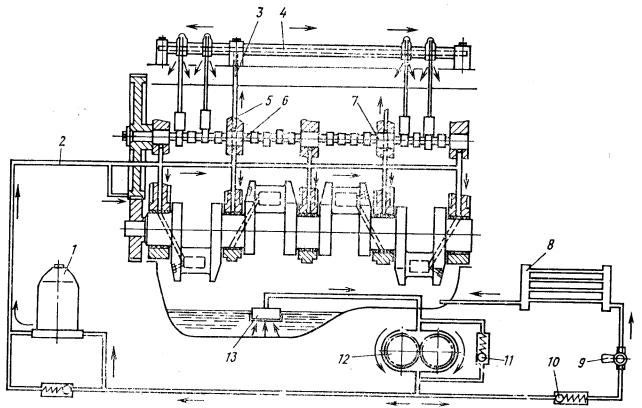


Рис. 3. Схема системы смазки двигателя:

1 — масляный фильтр; 2 — главная масляная магистраль; 3 — канал в головке блока; 4 — полость оси коромысла; 5 — канал в блоке; 6 — вторая шейка распределительного вала; 7 — четвертая шейка распределительного вала; 8 — масляный радиатор; 9 — кран масляного радиатора; 10 — предохранительный клапан; 11 — редукционный клапан масляного насоса; 12 — масляный насос; 13 — маслоприемник

топливную экономичность на режимах полной и частичных нагрузок, а также усовершенствованная система газообмена, позволяющая увеличить мощность на 3,7 кВт.

Рабочий процесс с вихревым движением заряда разработан совместно с НАМИ. Суть его заключается в том, что в камере сгорания и цилиндре при помощи винтового впускного канала на такте впуска создается интенсивное вихревое движение заряда. Это движение (рис. 2), благодаря специально подобранной форме камеры сгорания, сохраняется до момента подачи искры и обеспечивает активную газодинамическую подготовку заряда бедной топливовоздушной смеси к воспламенению и горению. В результате существенно интенсифицируется процесс сгорания и повышается его стабильность в последовательных циклах. По данным индцирования, продолжительность сгорания на режимах полной и частичных нагрузок сокращается на 25—30%, почти в 2 раза уменьшаются колебания максимальных давлений в последовательных циклах при работе с оптимальными регулировками по составу смеси и углами опережения зажигания. За счет интенсификации процесса сгорания улучшаются антидетонационные качества двигателя, происходит более полное и своеобразное выделение тепла. Повышение стабильности сгорания в последовательных циклах позволило на 10—15% расширить пределы эффективного обеднения топливовоздушной смеси.

Для реализации нового рабочего процесса на модернизированных двигателях установлены головки цилиндров с измененной камерой сгорания, карбюратор К-135 с более бедными регулировками топливодозирующих систем, уменьшен на 8° по углу поворота коленчатого вала установочный угол опережения зажигания, повышен (за счет уменьшения объема камеры сгорания) до семи степень сжатия. В головке цилиндров новой конструкции применены винтовые впускные каналы, обеспечивающие вихревое движение заряда заданной интенсивности и отличающиеся высокими аэродинамическими качествами. Камера сгорания имеет уменьшенную площадь вытеснителя со стороны свечи зажигания, что обеспечивает благоприятное расположение заряда в момент воспламенения смеси.

Для повышения технологичности литья головки изменена конструкция рубашки водяного охлаждения. Это позволило формовать водяную рубашку одним стержнем вместо двух. Полностью сохранена технология механической обработки головки цилиндров на автоматических линиях действующего производства. Головки цилиндров с винтовыми каналами маркируются в литье буквой «В» на крайних впускных каналах.

Главная дозирующая система холостого хода карбюратора К-135 регулируется на более бедную смесь (на 8—10%), чем у карбюратора К-126Б. Такое обеднение обеспечивает работу двигателя на смесях оптимального состава. Но следует иметь в виду, что этот карбюратор не пригоден для работы на двигателях, оборудованных головками цилиндров прежней конструкции и с традиционным рабочим процессом, так как последние могут работать только на более богатой топливовоздушной смеси. Однако на двигателях с новыми головками цилиндров может использоваться и карбюратор К-126Б. Правда, в этом случае экономия топлива в эксплуатации существенно уменьшается.

Повышение мощностных показателей и снижение удельных расходов топлива при работе двигателя по внешней скоростной характеристике достигнуто за счет новой впускной трубы, а также применения распределительного вала с измененными фазами газораспределения. Новый впускной трубопровод, от-

ливаемый из алюминиевого сплава АЛ-4, сделан, кроме того, менее металлоемким и трудоемким в изготовлении. Газовые каналы левого и правого рядов расположены теперь не в двух, как ранее, а в одном ярусах.

Распределительный вал стальной, кованый, пятипорный отличается от ранее выпускавшегося профилями впускных и выпускных кулачков: рабочая фаза впускных и выпускных кулачков стала одинаковой и составляет 268° п. к. в вместо 268 и 252° п. к. в.

Для повышения надежности и долговечности модернизированных двигателей усовершенствована конструкция их цилиндр-поршневой группы: вместо гильз из серого чугуна со ставкой в верхней части из аустенитного чугуна внедрены монолитные гильзы из износостойкого чугуна ИЧГ-33М, введен усиленный кожух сцепления.

Значительные изменения претерпела система смазки (рис. 3). Ее масляный насос — шестеренчатого типа, односекционный. В его крышки расположен редукционный клапан, предохраняющий систему от чрезмерного повышения давления (регулировка клапана в эксплуатации не допускается). Масляный фильтр — полнопоточный, со сменным бумажным фильтрующим элементом «Регомас 440А-1-06», устанавливается взамен центрифуги через специальную приставку, в которой размещен предохранительный шариковый клапан, пропускающий масло в магистраль помимо фильтра при чрезмерно большом сопротивлении последнего (засорение, пуск холодного двигателя).

Для выполнения действующего законодательства по охране окружающей среды наряду с новым рабочим процессом, обеспечивающим более низкое содержание продуктов неполного сгорания в отработавших газах, применена закрытая, принудительная, действующая за счет разрежения во впускной трубе и в воздушном фильтре система вентиляции картера. При работе двигателя на частичных нагрузках газы из картера отсасываются во впускную трубу, на полных — в воздушный фильтр и впускную трубу. Чтобы уменьшить вынос масла с картерными газами, в систему вентиляции включен лабиринтный маслоотделитель.

Несмотря на все новшества, модернизированные двигатели имеют много общего с двигателями, на смену которым они пришли, т. е. конструкторы и технологии завода добились широкой унификации деталей, использования общей технологической оснастки. Например, не претерпели изменений конструкции блока цилиндров, коленчатого вала, вкладышей, шатунов, клапанов, шестерен привода распределительного вала, маховика.

Модернизация двигателей осуществлялась поэтапно. На первом — внедрен впускной трубопровод новой конструкции и распределительный вал с измененными фазами газораспределения, на втором — измененная система смазки, замкнутая вентиляция картера и на последнем этапе — новая конструкция головки цилиндров и карбюратор К-135. Каждому этапу модернизации предшествовали всесторонние стендовые и лабораторно-дорожные испытания, в ходе которых были окончательно отработаны конструкции винтовых впускных каналов и камеры сгорания, подобраны новые фазы газораспределения и конструкция впускного трубопровода, регулировки карбюратора, выбрана степень сжатия, определен установочный угол опережения зажигания и т. д.

Испытания двигателей, оборудованных одноярусной впускной трубой и равнопрофильным распределительным валом, показали, что их применение обеспечивает увеличение мощности с 84,5 до 88,2 кВт при $n = 3200 \text{ мин}^{-1}$, уменьшает минимальный удельный расход топлива по скоростной характеристике до 307 г/(кВт·ч), а также делает более пологой кривую удельных расходов топлива по внешней скоростной характеристике в диапазоне 800—2000 мин⁻¹. Внедрение рабочего процесса с вихревым движением заряда снижает расходы топлива как по скоростной, так и, что более важно, по нагрузочным характеристикам и на холостом ходу, поскольку именно эти режимы работы двигателя и определяют топливную экономичность автомобиля в эксплуатации.

Таблица 2

Режим работы двигателя	Удельный расход топлива, г/(кВт·ч), двигателя	
до модернизации	до модернизации	
после модернизации	после модернизации	
Мощность при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, кВт:		
22	286	272
15	316	295
5,5	490	443
Мощность при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, кВт:		
52	280	269
37	297	284
22	347	333
11	490	463
Мощность при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, кВт:		
74	284	282
55	306	300
37	340	342
18,5	494	488

Таблица 3

Метод оценки топливной экономичности двигателя	Расход топлива (%) для автомобилей полной массы, кг		
	7400	7900	3600
По средненному показателю топливной характеристики установившегося движения:			
серийный	100	100	100
модернизированный № 1	92,4	93,7	87,5
модернизированный № 2	91,4	93,0	—
По средненному показателю топливной характеристики на дороге переменного профиля (35—75 км/ч):			
серийный	100	100	100
модернизированный № 1	92,1	90,9	91,6
модернизированный № 2	92,5	92,2	—
По магистральному ездовому циклу (60,8—62,8 км/ч):			
серийный	100	100	100
модернизированный № 1	89,5	89,3	94,4
модернизированный № 2	—	91,0	—
По городскому ездовому циклу (2,0—35,8 км/ч):			
серийный	100	100	100
модернизированный № 1	91,4	92,2	89,6
модернизированный № 2	89,7	91,9	—
По базисному расходу топлива:			
серийный	100	100	100
модернизированный № 1	—	90,6	92,2
модернизированный № 2	89,6	91,4	—

Результаты регулировочных испытаний приведены в табл. 2. Из нее видно, что наибольшее снижение удельных расходов топлива достигнуто на режимах частичных нагрузок при частоте вращения коленчатого вала 1000 мин⁻¹, где оно достигает 7—10%. При частоте вращения коленчатого вала 2000 мин⁻¹ улучшение топливной экономичности составляет 3—6%, а при 3000 мин⁻¹ удельные расходы топлива практически сохранились на прежнем уровне, максимальный крутящий момент также сохранился и составляет 296 Н·м при 2000—2500 мин⁻¹.

Требования модернизированного двигателя к октановому числу топлива, несмотря на повышенную степень сжатия, остались на том же уровне, что и до модернизации. При этом на всех режимах обеспечивается работа двигателя с оптимальными углами опережения зажигания на бензине А-76.

Для оценки эффективности применения модернизированных двигателей ЗМЗ-53-11 на автомобилях были проведены сравнительные лабораторно-дорожные и пробеговые эксплуатационные испытания. Они проводились по методикам ГОСТ

Метод оценки топливной экономичности двигателя	Улучшение топливной экономичности (%) автомобилей с модернизированными двигателями по отношению к автомобилям с серийными двигателями		
	7400	7900	3600
По средненному показателю топливной характеристики установившегося движения	7,6—8,1	6,3—7,0	12,2
По средненному показателю топливной характеристики на дороге переменного профиля:	7,3	6,5—8,3	7,1
по магистральному ездовому циклу	10,5	9,0—10,7	5,4
по городскому ездовому циклу	8,6—10,3	7,8—8,1	10,4
по базисному расходу топлива	10,4	8,6—9,4	7,8

20306—74 и ГОСТ 22576—77, а также в соответствии с межотраслевой «Методикой определения базисных расходов топлива для автомобилей». Полезные нагрузки были разными — 4,0 т и 4,5 т.

Все показатели скоростных свойств автомобилей с модернизированными двигателями были несколько (на 1—2,5%) лучше или равны показателям серийного автомобиля с подготовленным двигателем; результаты сравнительных испытаний автомобилей на топливную экономичность приведены в табл. 3 и 4.

Как следует из таблиц, груженый автомобиль с модернизированными двигателями по базисному расходу топлива на 8—10%, а автомобиль без груза на 8% экономичнее, чем серийный автомобиль аналогичной полной массы.

Эксплуатационные испытания автомобилей с модернизированными двигателями ЗМЗ проводились параллельно с серийным подготовленным автомобилем и показали, что в условиях реальной эксплуатации новые двигатели обеспечивают экономию топлива около 6,5%.

Приведенные материалы показывают, что в конструкции и технологии изготовления модернизированных двигателей осуществлен ряд прогрессивных решений, а показатели этих двигателей находятся на уровне современных достижений мирового двигателестроения. Модернизация двигателей обеспечивает снижение эксплуатационных расходов топлива на автомобиль в среднем на 600 л в год и увеличение моторесурса на 10%.

**В. Б. ПИЧУГИН, А. А. КАЛАШНИКОВ, Н. Ф. СУХАНОВ,
канд. техн. наук Л. И. ВАХОШИН,
канд. техн. наук В. В. КАРНИЦКИЙ, В. И. СОНКИН**

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ НУЖД ОТРАСЛИ

УДК 658.274:629.113.002

КАМЕРЫ И УСТАНОВКИ ДЛЯ НАНЕСЕНИЯ ПОКРЫТИЙ, ОХЛАЖДЕНИЯ, СУШКИ

ВАЗ — крупнейший в отрасли изготовитель не только автомобилей, но и различного оборудования. В числе его разработок — значительное количество высокопроизводительных камер и установок для сушки, окраски, и т. д. Все они имеют высокую производительность, обеспечивают высокое качество изделий.

Камера для нанесения антикоррозионной мастики на днище кузова автомобиля ВАЗ-2121. Мастика наносится при помощи ручных пистолетов методом безвоздушного распыления. Затем кузов посредством подвесного толкающего конвейера (скорость 2 м/мин) направляется в камеру, оборудованную двумя рядами гидрофильтров (по шесть в каждом ряду), которые установлены на ваннах, выполненных из листовой стали. Перелив воды через борта ванн регулируется вентиляторами. Воздух поступает сверху и засасывается в гидрофильтры на уровне груди рабочего.

Техническая характеристика камеры

Производительность, шт/ч	20
Количество отсасываемого воздуха, м ³ /ч	136 000
Скорость воздуха в горизонтальном сечении камеры, м/с	0,5—0,75
Вместимость ванны, заполненной водой, м ³	40
Количество рециркулируемой воды, м ³ /ч	500
Расход:	
технической воды, м ³ /ч	2—4
сжатого воздуха, кг/ч	300
Установленная мощность, кВт	95
Габаритные размеры, мм	25000×6700×7200
Масса, кг	31 500

Установка порошковой окраски предназначена для автоматической окраски порошком в электростатическом поле колес автомобиля. Она состоит из камеры, снабженной манипулятором для нанесения порошка, двух камер для ручной окраски, бака хранения и распределения порошка, блока рукавных фильтров, генераторов высокого напряжения, системы трубопрово-

дов для подачи порошка на пистолеты, системы воздуховодов для сбора порошка, не осевшего на детали, узла загрузки порошка, площадок обслуживания и вентиляторов. Камера автоматической окраски представляет собой туннель, разделенный на три зоны: среднюю (рабочую) и крайние (тамбуры). В боковых стенах рабочей зоны имеются продольные щели, через которые вводятся оси вращающихся пистолетов-распылителей, перемещающихся возвратно-поступательно вместе с тележкой, установленной на портале манипулятора.

Возможна ручная окраска, при этом порошок на изделие напыляется через рабочий проем камеры.

Техническая характеристика установки

Производительность при 90%-ной загрузке, шт./ч	1000
Размеры проемов для прохода подвесок с изделиями, мм	1300×2350
Число колес на подвеске, шт.	3 или 2
Скорость конвейера, м/мин	4

Таблица 4

Количество воздуха, м³/ч:

приточного	48 000
удаляемого	23 200
Температура приточного воздуха, К	291—303
Расход сжатого воздуха (при давлении 0,6 МПа), кг/ч:	
на продувку рукавных фильтров	300
на псевдоожижение в баке распределения порошка	3000
на пневмопривод роботов через ручные пистолеты камер подкраски	30
через установку пневмоподачи порошка	240
Расход сжатого воздуха (при давлении 9,3 МПа) через систему аэросольжения в камере автоматической окраски	150
Габаритные размеры, мм	38300×5800×8500
Масса, кг	56 300

Камера полимеризации и охлаждения колес предназначена для полимеризации порошкового покрытия колес и охлаждения их после обработки. Представляет собой каркас, собранный из металлических элементов и обшитый теплоизоляционными панелями. Камера имеет три зоны: первая — нагрев изделия до температуры полимеризации и оплавления порошкового покрытия; вторая — полимеризация (отверждение) порошкового покрытия; третья — охлаждение атмосферным воздухом при помощи вентиляторов.

Камера оснащена двумя генераторами тепла, работающими на природном газе (при необходимости могут быть использованы водяные калориферы), и вентиляторами: дутьевым, рециркуляционным, воздушной завесы и охлаждения, вытяжки паров из камеры и тамбура входа. Регулирование температуры — автоматическое.

Техническая характеристика камеры

Производительность при 90%-ной загрузке:	
штучная, шт./ч	1000
по массе, кг/ч	8000
по подвескам, шт./ч	370
Размеры проемов для прохода изделий (высота×ширина), мм	2320×300
Скорость конвейера, м/мин	3,7
Шаг подвески на конвейере, м	0,6

Расход:

природного газа, м ³ /ч	100
воздуха, удаляемого из цеха, м ³ /ч	9000
сжатого воздуха, кг/ч	0,2
Температура, К:	
полимеризации	453—473
охлаждения колес	313
Время, мин:	
полимеризации	30
охлаждения	3
Установленная мощность, кВт	90
Габаритные размеры, мм	32440×6900×8170
Масса, кг	91 000

Газовая камера сушки предназначена для сушки загруженных или окончательно окрашенных крупногабаритных изделий. Над ней расположена площадка обслуживания, на которой находятся рециркуляционные вентиляционные установки и привод шторных ворот, рядом установлены два тепловых генератора. На заднем торце камеры находится аварийная дверь.

Изделия на приводной тележке попадают по конвейеру в камеру, затем тележка расцепляется с камерой, шторные ворота закрываются, включается система отопления, и происходит процесс сушки. Режим сушки поддерживается автоматически. Для визуального контроля температуры предусмотрен специальный указатель. Горячий воздух рециркулируется двумя вентиляционными установками, внутри камеры он равномерно распределяется при помощи шиберов.

Техническая характеристика камеры

Производительность по обрабатываемой поверхности, м ² /ч	200
массе изделия, кг/ч	10 000
Размеры, мм:	
обрабатываемых изделий проема для прохода изделий	6500×3200×3000
штучной, шт./ч	3600×3700
Температура сушки, К	393—423
Количество воздуха, м ³ /ч:	
рециркулируемого	54 000
удаляемого	6000
Время подъема шторных ворот, с	15
Генератор тепла:	
тепловая производительность, МДж/ч	1,6
число, шт.	2
Общий расход газа, м ³ /ч	140

УДК 621.365.5

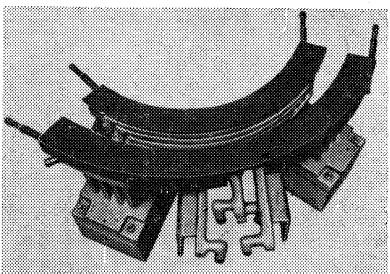
ИНДУКЦИОННАЯ НАГРЕВАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

В АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ линиях кузнецких и термических цехов в качестве нагревательного оборудования в основном используются индукционные нагревательные установки. Этому в значительной мере способствуют быстрота нагрева в них, малые окалинообразование и обезуглероживание поверхностных слоев металла, возможность механизации и автоматизации процесса, малые производственные площади, занимаемые оборудованием. Такая установка конструкции ВНИИТМАШ, предназначенная для автоматической линии беззбойной штамповки корпуса форсунки, внедрена на Владимирском тракторном заводе им. А. А. Жданова. Она состоит из бункерно-загрузочного устройства и устройства для индукционного нагрева (А. с. № 985075, СССР), основными узлами которого являются транспортирующий ротор и щелевой индуктор (см. рисунок).

Для повышения надежности работы ротор представляет собой водоохлаждаемый многолепестковый диск с узлами подвода и отвода охлаждения. Чтобы исключить влияние магнитных по-

лей индуктора на пружины зажимов, последние размещены над ротором, и его корпус, заполненный проточной водой для охлаждения, служит экраном. Индуктор же расположен под ротором, на расстоянии ~15 мм от торцов зажимов.

Нагрев исходной заготовки осуществляется с четким разграничением температурных зон, предусмотренных технологическим процессом штамповки корпуса форсунки. Достигается это благодаря конструкции индуктора. Он —



Установленная мощность, кВт

91,8

Габаритные размеры, мм

8740×8640×6120

Масса, кг

21 000

Камера сушки и охлаждения колес предназначена для сушки колес, прошедших обработку в агрегате бандажации, а также их охлаждения до температуры 303—308 К. Представляет собой каркас, собранный из металлических элементов и обшитый теплоизолирующими панелями. Камера — трехходовая, приподнятая над полом на 2,6 м, состоит из двух зон: сушки и охлаждения. Зоны разделены теплоизолицаемой стенкой с проемом для колес и воздушной завесой. Колеса в камере перемещаются на подвесном грузонесущем конвейере. Воздух нагревается газовым генератором, расположенным под камерой. Здесь же находится и рециркуляционный вентилятор. Температурный режим поддерживается автоматически. Камера оснащена также вентиляторами воздушной завесы, системы охлаждения, системы вытяжки и системы горения.

Техническая характеристика камеры

Производительность при 90%-ной загрузке:	
штучная, шт./ч	1000
по массе, кг/ч	8000
по подвескам шт./ч	370
Размеры проемов для прохода изделий, мм	300×2320
Скорость конвейера, м/мин	3,7
Шаг подвесок, мм	0,6
Число колес на подвеске, шт.	3
Тепловыделение в цехе через внешние ограждения, МДж/ч	1,4
Расход, м ³ /ч:	
газа	90
технической воды	5
охлажденной воды	3
Режим обработки:	
сушка, мин	8
температура, К	453
охлаждение, мин	3
Тепловая производительность вентилятора, МДж/ч	0,26
Установленная мощность, кВт	63,7
Габаритные размеры, мм	18100×4410×7920
Масса, кг	36 000

В. Ф. РЖЕВСКИЙ, А. З. БРОДСКИЙ

НИИАвтотроп

многовитковый щелевой. Число витков равно четырем (оно определено заданной длиной зоны, нагреваемой до 1470 К); сечение каждого витка 14×14 мм, толщина стенки 2 мм; межвитковый зазор 5 мм. Переходные петли, соединяющие левые и правые активные токопроводы индуктора в единные витки, отнесены от конца заготовки с целью его недогрева на 570—620 К на длине 20 мм.

Гарантированное разграничение технологических зон нагрева заготовки на его входе и выходе обеспечивают металлические экраны, которые дополнительно снижают действие магнитных полей соединительных петель на конец заготовки.

Для повышения КПД индуктора и ограничения распространения высокой температуры в верхнюю часть заготовки, качественного нагрева требуемой зоны до 1470 К, а также уменьшения влияния магнитных полей на транспортирующий ротор над индуктором установлены еще два экрана. Они, кроме того, не позволяют концу заготовки смещаться относительно витков индук-

34

тora, обеспечивают настройку на минимальный (4-5 мм) рабочий зазор на сторону и образуют направляющий паз (ширина 26 мм) для прохождения заготовки диаметром 24 мм.

Конструкция нагревателя позволяет осуществлять одновременный нагрев семи заготовок с точной фиксацией в индукторе нагреваемой части заготовки без останова транспортирующего ротора; регулировать положение заготовки (нагреваемой части) в индукто-

ре без его перемещения, тём самым расширяя технологические возможности штамповки за счёт перераспределения температурных зон; автоматически контролировать температуру нагреваемых зон в индукторе.

Технические данные индукционного нагревателя заготовок:

Мощность, кВт	200
Напряжение на индукторе, В	800
Ток индуктора, А	260
Частота, кГц	10

Эксплуатация автоматической линии безблойной штамповки корпуса форсунки показала, что благодаря применению индукционного нагревателя производительность труда повысилась до 850 шт./ч (против проектной, равной 750 шт./ч). Годовой экономический эффект составил 98 тыс. руб.

**А. Я. ЖИЦ, В. С. ОСТРОУХОВ,
Л. В. СЕЛИВАНОВА**

ВНИИТмаш

НА КОНФЕРЕНЦИЯХ, СОВЕЩАНИЯХ, ВЫСТАВКАХ

УДК 629.113.073.286:061.3

ОТРАСЛЕВОЕ СОВЕЩАНИЕ «ПОВЫШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ»

В ДОКУМЕНТАХ XXVI съезда нашей партии, ноябрьского (1982 г.) и июньского (1983 г.) Пленумов ЦК КПСС подчеркивается, что топливно-энергетическая проблема для народного хозяйства СССР с его огромными масштабами потребления топлива и энергии, все возрастающей сложностью их добычи, переработки и доставки — одна из ключевых и должна решаться работниками всех отраслей. Пути ее решения, в том числе и автомобилестроительной отраслью, применительно к самому массовому потребителю топлива нефтяного происхождения — автомобильному транспорту определены в принятом Центральным Комитетом КПСС и Советом Министров СССР постановлении «О повышении эффективности использования автотранспортных средств в народном хозяйстве, усилении борьбы с приспособлениями при перевозках грузов автомобильным транспортом и обеспечении сохранности горюче-смазочных материалов». Выработка конкретных предложений и основных направлений работы заводов и НИИ отрасли по совершенствованию конструкций двигателей, автомобилей и автотроллей, обеспечивающих дальнейшее снижение расходов моторного топлива, было посвящено отраслевое совещание, состоявшееся на Центральном научно-исследовательском автополигоне НАМИ.

На совещании отмечалось, что генеральной линией повышения топливной экономичности отечественного грузового автотранспорта стала дизелизация: применение дизелей вместо бензиновых двигателей уменьшает расход топлива на 25—30%, а создание автотроллей с дизелями — до 50%. По-прежнему важнейшей задачей остается снижение расхода топлива бензиновыми двигателями. На решение этих задач направлена утвержденная Минавтопромом программа создания новых дизелей для автомобилей ГАЗ, ЗИЛ и «Урал», предусматривающая заявления по снижению к 1985 г. (по отношению к уровню 1980 г.) расхода топлива выпускавшейся автомобильной техникой с дизелями и карбюраторными двигателями соответственно на 9 и 11%. Если учесть, что проведенные за последние годы мероприятия уже позволили зафиксировать в технических условиях снижение расхода топлива грузовыми автомобилями в среднем на 10%, автобусами — на 12%, легковыми автомобилями — на 8%, то выигрыш, который получен и будет получен после реализации программы, очевиден. Однако, несмотря на совершенствование автотранспортных средств, реальная экономия топлива в народном хозяйстве возможна только при условии пересмотра линейных норм расхода топлива, которые действуют с 1975 г. Этому поможет разработанная НАМИ (совместно с НИИАТ Минавтотранса РСФСР и НИИПиН при Госплане СССР) методика экспериментального определения базисных расходов топлива при испытаниях автомобилей на автополигоне.

Подробный анализ методики определения базисных расходов топлива приведен в докладе канд. техн. наук А. А. Токарева (НАМИ). Докладчик указал, что под базисным следует понимать условный эксплуатационный расход топлива, полученный в стабильных условиях (на горизонтальной дороге с твердым покрытием) и представляющий собой средневзвешенную величину в заездах по магистральному и ездовому циклам, которые имитируют реальные эксплуатационные режимы движения, с учетом их коэффициентов весомости. Последние учитывают соотношение городских и магистральных условий движения в общем пробеге автомобиля в эксплуатации, принятом за единицу.

В перспективе базисный расход топлива будет одним из основных показателей топливной экономичности автомобиля, указанных в его технической характеристике, исходным для

установления индивидуальных норм расхода топлива при поступлении автомобиля к потребителю.

Проблемам экономии топлива, производительности автомобиля и охраны окружающей среды был посвящен доклад канд. техн. наук В. Ф. Кутенева (ЦНИАП НАМИ). Эти проблемы настолько взаимосвязаны, что их надо рассматривать как важнейшую комплексную проблему. В настоящее время, указал докладчик, все предприятия-изготовители имеют комплексные планы совершенствования конструкций автомобильной техники с целью повышения топливной экономичности, производительности и снижения токсичности как новых и модернизированных, так и серийно выпускаемых ее моделей. Основными направлениями работы, зафиксированными в планах, являются: создание и освоение методологического комплекса для испытаний и исследований производительности, топливной экономичности и токсичности автотранспортных средств; контроль и оценка достигнутого уровня этих показателей, техническая их регламентация и нормирование; разработка и внедрение конструктивных и технологических мероприятий, обеспечивающих снижение расходов топлива и выброса токсичных веществ с отработавшими газами.

Большой интерес вызвали сообщения представителей ряда заводов отрасли об основных направлениях работ по повышению топливной экономичности двигателей, автомобилей, автотроллей.

Например, на Заволжском моторном заводе имени 50-летия СССР (докладчик В. Б. Пичугин) разработана и утверждена Минавтопромом «Комплексная программа повышения топливной экономичности двигателей ЗМЗ на XI пятилетку». В соответствии с ней в 1983 г. начат выпуск модернизированного V-образного восьмицилиндрового двигателя с головками цилиндров, имеющими винтовые каналы. Степень сжатия двигателя повышена с 6,7 до 7,0 без изменения октанового числа топлива. Предварительная оценка топливной экономичности грузовых автомобилей с этим двигателем показала, что по базисному расходу топлива груженые автомобили на 8—10% и без груза на 5—7% экономичнее, чем серийные автомобили с аналогичной полной массой. Проведены значительные работы и по двигателю со степенью сжатия 6,7 для легкового автомобиля-такси: применен блок цилиндров, отлитый под давлением из алюминиевого сплава; изменена система охлаждения (с подачей воды в блок); установлен карбюратор с экономайзером принудительного хода, увеличенными диаметрами проходных сечений, пневмоприводом вторичной камеры и автономной системой холостого хода; увеличен подъем клапанов, оптимизированы их форма и размеры; выпуск отработавших газов стал настроенным, предусмотрена их рециркуляция. Все это, а также закрытая система вентиляции картера с регулируемым отсосом газов на режимах холостого хода и малых нагрузок позволили повысить экономичность двигателя на 5—8% и уменьшить токсичность отработавших газов.

Докладчик отметил, что на заводе ведутся работы по созданию микропроцессорных систем управления углом опережения зажигания и экономайзером принудительного холостого хода для четырех- и восьмицилиндровых двигателей. Ожидаемое снижение расхода топлива от применения таких систем — 3—5%. Принимаются также меры по устранению перебоев в работе карбюраторного двигателя на режимах малых нагрузок за счет повышения энергии искры, что позволяет при традиционной карбюраторной системе смесеобразования увеличить предел эффективного обеднения смеси при одновременном увеличении межэлектродных зазоров в свечах. Ожидаемое снижение

расхода топлива — 5%. Среди перспективных направлений работы завода — отключение части цилиндров двигателя за счет прекращения в них подачи и впуска воздуха в неработающие цилиндры, отключение части цилиндров клапанами, замена топлива нефтяного происхождения сжатыми, сжиженными газами и спиртами.

Ярославский моторный завод (докладчик Е. П. Слабов) уже многое сделал для улучшения топливной экономичности шести-, восьми- и двенадцатицилиндровых дизелей размерности 130×140 (с наддувом и без наддува); восьми- и двенадцатицилиндровых размерности 140×140 (с наддувом) и шестицилиндрового дизеля размерности 120×120 для автомобилей КАЗ. В результате уже к концу 1982 г. минимальный удельный расход топлива дизелей ЯМЗ моделей 236, 238, 240 и 240Н снижен до 225 г/кВт·ч, а моделей 240Б — до 230 г/кВт·ч. Это было достигнуто в основном благодаря усовершенствованию топливной аппаратуры: введен первый нагнетательный клапан (вместо трубчатого) с разгрузочным объемом 80—82 мм^3 (вместо 60—62 мм^3), уменьшены полости нагнетания в штуцере нагнетательного клапана и в надплунжерном пространстве за счет подрезки втулки плунжера на 4 мм, установлен обратный механический корректор в системе регулирования для дизелей без наддува, а также дизелей ЯМЗ-238Ф и ЯМЗ-238П. На дизелях ЯМЗ-240Н и ЯМЗ-240П установлен пневматический корректор (по наддуву). Кроме того, на всех изделиях число поршневых колец уменьшено с пяти до четырех, внедрен ряд конструктивных мероприятий по оптимизации параметров впускных клапанов. В дальнейшем намечается создать новые конструкции впускных каналов, поршней, гильз цилиндров, кулачковых валов, выпускных систем, позволяющие снизить потери на трение и увеличить коэффициент наполнения, а также топливную аппаратуру с увеличенной энергией топливоподачи; применить масла, обеспечивающие уменьшение механических потерь, и новые сорта топлив.

С результатами работы по улучшению топливной экономичности и снижению дымности двигателей КамАЗ-740 ознакомил участников совещания В. А. Гергендер. Он сообщил, в частности, что минимальный расход топлива двигателя удалось снизить с 226 до 222 г/кВт·ч, а дымность — на 12%. Достижению таких результатов способствовали внедрение тангенциального впускного канала головки цилиндров, изменение газового стыка между гильзой и головкой цилиндра (уменьшение вредных объемов, не используемых в процессе сгорания), снижение степени сжатия до 16, применение цилиндрической камеры сгорания, топливной аппаратуры с увеличенной энергией впрыска и обратным корректором топливоподачи.

Представитель Горьковского автозавода Н. Д. Пархоменко рассказал, что специалисты ГАЗа добиваются повышения топливной экономичности выпускаемых заводом грузовых и легковых автомобилей за счет совершенствования двигателей и их систем, включая применение электронных систем управления подачей топлива, зажигания и др.; снижения потерь в узлах трансмиссии и ходовой части, а также массы автомобилей; подбора оптимальных характеристик трансмиссии; перевода автомобилей на работу на сжиженном и сжатом газе; применения дизелей вместо карбюраторных двигателей. Он привел такой пример: модернизированный автомобиль ГАЗ-53-12 за счет внедрения некоторых из перечисленных мероприятий в пересчете на 1 т перевозимого груза стал экономичнее автомобиля ГАЗ-53А на 13,4%. Что касается перевода двигателей на сжиженный и сжатый газы, то, как показал опыт, он позволяет на одном автомобиле-такси экономить 9 т нефтепродуктов в год, а на грузовом — 7,0—7,5 т.

Перспективным направлением повышения топливной экономичности грузовых автомобилей ЗИЛ был посвящен доклад Н. А. Алексеева. Среди этих направлений — модернизация двигателя за счет внедрения вихревого движения заряда, интенсификации процесса сгорания и повышения степени сжатия (с 6,7 до 7,1). Оно снизит минимальный удельный расход топлива на 5—7%. Второе направление — совершенствование конструкции и технологии производства карбюраторов. В частности, внедрение в производство карбюратора К-90 с электронной системой управления экономайзером принудительного холостого хода обеспечит экономию топлива до 3% и снижение токсичности отработавших газов на 25%.

Продолжается работа по снижению внутренних потерь на трение в двигателе за счет сокращения числа компрессионных колец с трех до двух. Это мероприятие может дать еще до 1,5% снижения минимального удельного расхода топлива.

В докладе кандидатов технических наук В. В. Карницкого и Л. И. Вахошина (НАМИ) освещались работы института по повышению топливной экономичности грузовых автомобилей ГАЗ и ЗИЛ путем совершенствования процессов сгорания в двигателях. Из доклада следует, что благодаря созданию процесса с вихревым смесеобразованием, повышению степени сжатия

тия, подбору соответствующих регулировок карбюраторов расходы топлива автомобилями ГАЗ-53А снизились на 5—8%, ЗИЛ-130 — на 6—9%. Применение двигателя с новым рабочим процессом на автомобиле ГАЗ-53-12 (грузоподъемность 4,5 т) позволит снизить для него линейную норму расхода топлива, по сравнению с автомобилем ГАЗ-53А (грузоподъемность 4,0 т), на 5—6%.

На ВАЗе, как рассказал его представитель Г. Н. Яковлев, разработан комплекс мероприятий по повышению топливной экономичности серийных и перспективных автомобилей. В частности, по двигателю предусматривается дальнейшая отработка системы питания (карбюратор и управление им), в том числе введение элементов с электронным управлением в систему дозирования подачи топлива. Отрабатывается конструкция системы зажигания с датчиком Холла и электронным распределением энергии. Уже выполненные работы — доводка камеры сгорания, оптимизация параметров карбюратора и системы зажигания — позволили снизить удельный расход топлива на частичных нагрузках на 4—8%.

Еще одно направление работ — создание новых шин для легковых автомобилей ВАЗ. Например, на автомобиле ВАЗ-2121 сейчас испытываются шины ВЛИ-10, которые по влиянию на топливную экономичность превосходят применяемые сейчас шины ВЛИ-5 на 7—12%. На автомобилях ВАЗ-2103, ВАЗ-2106, ВАЗ-21013, ВАЗ-2102 будут применяться хорошо зарекомендовавшие себя в эксплуатации шины МИ-166 и МИ-16. Мероприятия по внедрению новых моделей шин позволят снизить расход топлива в среднем на 2—4%.

На всех выпускаемых моделях автомобилей, кроме моделей с двигателем рабочим объемом 1200 см^3 , будет снижено передаточное число главной передачи редуктора заднего моста на 5% ($i_0 = 3,9$), на автомобилях ВАЗ-2103 и ВАЗ-2106, а также ВАЗ-2121 — устанавливаться более экономичная коробка передач серии 2105/2107.

Поиском путем расширения ресурсов моторных топлив НАМИ, заводами отрасли, НИИ и вузами страны, исследованиям новых видов альтернативных топлив (синтетических, биогаза, продуктов разложения метанола, чистого водорода) были посвящены доклады Е. В. Шатрова и А. Ю. Раменского (НАМИ). В числе первоочередных задач, которые надо решить специалистам отрасли в ближайшее время, они назвали такие, как снижение массы аппаратуры для хранения сжатого газа, совершенствование агрегатов, узлов и системы питания газобаллонных автомобилей; перевод дизелей на газообразное топливо; доработка систем питания и зажигания двигателей, использующих в качестве топлива чистый метанол; подбор новых материалов для агрегатов систем питания двигателей, работающих на альтернативных топливах; расширение экспериментальных работ на дизелях, использующих топлива утяжеленного и расширенного фракционного состава.

О некоторых результатах аэродинамических исследований рассказал Р. Г. Галустян (ЦНИАП НАМИ). Он, в частности, сообщил, что на автополигоне испытываются не только макеты автомобилей в малой аэродинамической трубе, но и ведутся сравнительные исследования аэродинамических характеристик натурных автомобилей на специальной установке. Такие исследования уже прошли серийные и опытные автомобили ВАЗ, ЗАЗ, АЗЛК, а также их зарубежные аналоги. Еще одним эффективным видом аэродинамических исследований докладчик назвал испытания автомобилей в дорожных условиях методом выбега, по результатам которых уже разработаны в НАМИ и внедрены в производство спойлеры для автопоездов. Их применение обеспечило снижение расхода топлива на 3%, увеличение средней эксплуатационной скорости на 2%.

В докладе А. Н. Евграфова (НАМИ) сообщалось о новом щитовом сферическом обтекателе, который может применяться на автопоездах с тягачами МАЗ, КамАЗ, ЗИЛ, КАЗ и позволяет на 4—7% снизить расход топлива при скоростях движения 70—80 км/ч.

Проблемам применения радиальных низкопрофильных шин на грузовых автомобилях был посвящен доклад И. П. Петрова (НАМИ). В нем приведены факты, доказывающие, что замена обычных сдвоенных шин одинарными низкопрофильными дает заметное снижение расхода топлива автотранспортными средствами, поэтому в настоящее время завершаются подготовительные работы по внедрению в производство прицепов и полуприцепов на низкопрофильных шинах 310/80—508Р (вместо сдвоенных шин 260—508Р). Например, такие шины будут устанавливаться на прицепах Ставропольского завода автоприцепов, первая промышленная партия которых будет выпущена в текущем году. Проведенными испытаниями установлено, что одинарные низкопрофильные шины 310/80—508Р отечественного производства по сравнению со сдвоенными 260—508Р имеют на 13% меньшее сопротивление качению, показанное на стенде, и на 10% — в дорожных условиях.

Работам по улучшению топливной экономичности городских автобусов ЛАЗ-4202 и ЛиАЗ-5256 был посвящен доклад Ю. К. Есеновского-Лашкова (НАМИ). В частности, в докладе приводились результаты эксплуатационных испытаний автобусов с трехступенчатой ГМП и более энергоемким ГДТ: расход топлива при циклическом движении на горизонтальных участках дороги снизился на 5% и на городском маршруте — до 3%.

Существенные резервы повышения топливной экономичности автомобильного парка страны заложены в применении высококачественных смазочных материалов, в частности моторных масел. Как показали исследования, проведенные в НАМИ (докладчик А. И. Первушин), малорастворимые антифрикционные присадки позволяют снизить расход топлива автомобилем до 3—4%, что в реальных условиях эксплуатации обеспечит средний уровень улучшения топливной экономичности парка стра-

ны на 1—3%. Применение загущенных и особенно синтетических масел, имеющих в композиции антифрикционные присадки, дополнительно обеспечивает экономию топлива до 3—5%.

Из приведенного выше краткого обзора некоторых материалов совещания видно, что в отрасли проводится планомерная работа по повышению топливной экономичности автомобильного парка страны, достигнуты определенные результаты. Вместе с тем в направлении улучшения топливно-экономических показателей есть еще достаточно резервов, которые необходимо использовать. В принятом на совещании решении выражена уверенность, что намеченные на XI пятилетку задания по снижению расхода топлива автотранспортными средствами будут выполнены.

В. В. КАРНИЦКИЙ

АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ ЗА РУБЕЖОМ

УДК 621.438:629.113

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ГАЗОТУРБИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

АВТОМОБИЛЬНЫЕ газотурбинные двигатели (АГТД), впервые появившиеся в 1950 г., к 1983 г. приобрели качества, сделавшие их конкурентоспособными по отношению к дизелям и карбюраторным двигателям.

Такое успешное развитие АГТД объясняется рядом их существенных преимуществ: отсутствием ограничений по октановому и цетановому числам топлив; возможностью применения альтернативных топлив, в том числе и сжатого природного газа, без существенных изменений в конструкции камеры сгорания и системы топливоподачи; в 4—6 раз меньшим, чем у дизеля, и в 6—8 раз, чем у карбюраторного двигателя, содержанием токсичных веществ в отработавших газах; более высокой ремонтопригодностью (за счет, в частности, модульной конструкции), существенно меньшими объемами и стоимостью технического обслуживания (в 1,5—2 раза по сравнению с дизелем); меньшими объемами и стоимостью капитального ремонта; безотказным пуском при низких температурах окружающего воздуха (без предварительного подогрева) и способностью выходить на полную мощность через 1—2 мин после пуска; практическим отсутствием вибраций силовой установки; высокой частотой вращения роторов, что в ряде случаев (энергетические установки с высокоборотными, до 40 000 мин⁻¹, электрогенераторами, пожарные помпы и др.) дает возможность существенно уменьшить габариты и массу агрегатов; возможностью увеличения температур цикла за счет применения керамики, что позволяет в перспективе уменьшить удельный расход топлива (см. рисунок).

Этих преимуществ оказалось достаточно для того, чтобы газотурбинные двигатели заняли достойное место в энергетике, авиации, судостроении, промышленности (технологическое оборудование). В наше время выполняется следующий шаг — применение газотурбинных двигателей на наземном транспорте.

Однако АГТД пока еще не готовы к крупносерийному производству. Причин тому несколько. Во-первых, удельный расход топлива в стендовых условиях у них пока еще на 5—20% выше, чем у автомобильных дизелей (хотя при параллельных ходовых испытаниях автомобилей с АГТД и дизелем расход топлива у автомобиля с лучшими АГТД оказывался меньше, чем у автомобиля с

дизелем). Во-вторых, у АГТД сравнительно велико число деталей из жаропрочных и жаростойких сплавов, подшипники качения высокогооборотных роторов требуют высокой точности при изготовлении и сборке, а сами роторы — тщательной балансировки. В-третьих, силовая установка с АГТД пока имеет довольно громоздкие и сложные системы впуска и воздухоочистки. В-четвертых, надежность АГТД пока еще ниже тех 10 тыс. ч, которые требуются от серийных автомобильных двигателей. А так как производство становится экономически выгодным, когда спрос превышает 35—40 тыс. двигателей в год, то потенциальные изготовители либо ждут дальнейшего совершенствования АГТД, либо ограничиваются выпуском небольших его партий. Тем не менее анализ показывает, что АГТД непрерывно совершенствуются и развиваются, приближаясь к крупносерийному производству.

Рассмотрим некоторые их характеристики и пути совершенствования в зарубежном двигателестроении.

Наиболее интенсивно АГТД разрабатываются в США (фирмы «Дженерал Моторс», «Гаррет-Айресерч», «Крайслер», «Авко-Лайкоминг» и др.). Мощности разрабатываемых АГТД находятся в пределах от 55 до 1000 кВт (см. таблицу), причем определилось новое направление — разработка АГТД для легковых (пассажирских) и небольших грузовых автомобилей. Например, последняя модель АГТД фирмы «Крайслер» («Апгрейд») при мощности 75 кВт имеет удельный расход топлива около 272 г/(кВт·ч),

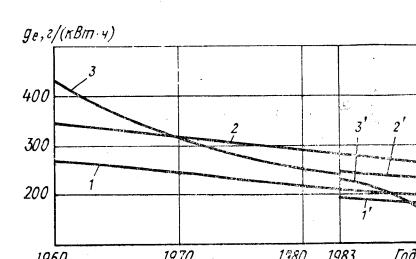
а при мощности, равной 30% номинальной, — 314 г/(кВт·ч), т. е. полученные фирмой удельные расходы топлива соответствуют лучшим образцам карбюраторных двигателей. В настоящее время двигатель проходит ходовые испытания на легковом автомобиле.

Не упускаются из виду и грузовые автомобили, особенно тяжелые магистральные автопоезда, например, фирма «Дженерал Моторс» разрабатывает АГТД GT-404-4 мощностью 220 кВт с удельным расходом топлива 258—272 г/(кВт·ч) на режиме номинальной мощности и 374 г/(кВт·ч) — на режиме, соответствующем 30% номинальной мощности, что выше, чем у дизелей, лишь на 10—20%. Испытания АГТД GT-404-4 проводились на восьми междугородных автобусах, пробег каждого автобуса составил 345 тыс. км, что примерно соответствует сроку службы АГТД, равному 8 тыс. ч.

Наиболее экономичный по расходу топлива АГТД для грузовых автопоездов — двигатель модели GT-601 фирмы «Гаррет-Айресерч». При номинальной мощности 366 кВт его минимальный расчетный удельный расход топлива равен 218 г/(кВт·ч), а на режиме 30% номинальной мощности — 253 г/(кВт·ч). В широком диапазоне режимов удельный расход топлива составляет 238 г/(кВт·ч). Именно к нему относится приведенный выше факт о результатах параллельных ходовых испытаний грузового автомобиля с АГТД и с дизелем, когда автомобиль с АГТД по расходу топлива на 1 км пробега оказался экономичнее, чем автомобиль с дизелем.

Как АГТД GT-404-4, так и GT-601 сейчас находятся в стадии доводки — с тем, чтобы обеспечить срок службы до первого капитального ремонта, равный 10 тыс. ч. Это значит, что автомобильные ГТД с точки зрения их ресурса уже в ближайшем будущем практически сравняются с поршневыми двигателями. В дальнейшем, по мере их освоения в производстве, с учетом опыта развития авиационных ГТД, срок службы, как ожидается, может стать даже в 1,5—2 раза больше, чем у поршневых.

В Западной Европе с 60-х гг. разрабатываются двухвальные АГТД мощностью от 100 до 260 кВт. Этим занимаются фирмы «Бритиш-Лейланд» (Англия), МТУ-МАН и «Фольксваген-Верке» (ФРГ), «ФИАТ» (Италия), «Вольво»



Удельные расходы топлив автомобильными двигателями:

1 — существующие дизели; 1' — перспективные дизели; 2 — существующие карбюраторные двигатели; 2' — перспективные карбюраторные двигатели; 3 — существующие газотурбинные двигатели; 3' — перспективные газотурбинные двигатели

(Швеция). По удельному расходу топлива западно-европейские двигатели несколько хуже американских — 265—313 г/(кВт·ч), а по габаритам близки к американским. Например, фирма «Фольксваген-Верке» разрабатывает АГТД модели *GT-150* мощностью 100 кВт, предназначенный для легковых автомобилей и грузовых малой грузоподъемности.

Японские фирмы разработкой АГТД занялись позже всех, но уже к началу 70-х гг. их двигатели имели параметры, соответствующие уровню лучших американских. Конструктивно японские двигатели напоминают европейские и американские, но есть у них и оригинальные решения. Например, заслуживает внимания гидрообъемная трансмиссия, которую фирма «Тойота» применила на опытном специальном газотурбинном транспортном средстве с одновальным АГТД мощностью 223 кВт. Этой же фирмой создан силовой агрегат с высокооборотной электротрансмиссией (40 тыс. мин⁻¹), который установлен на опытном легковом переднеприводном автомобиле массой около 1700 кг (одновальный АГТД мощностью 220 кВт) для испытаний.

К настоящему времени западно-европейские и японские АГТД прошли стендовые и проходят ходовые испытания на автобусах (фирмы «Ниссан», «ФИАТ»), грузовых (фирмы «Бритиш-Лейланд», МТУ-МАН) и легковых автомобилях (фирмы «Фольксваген-Верке», «Вольво»).

Все зарубежные фирмы, занимающиеся исследованиями в области создания АГТД, большое внимание уделяют применению керамических материалов для таких деталей, как жаровая труба камеры сгорания, детали газосборника, сопловые аппараты турбин. Предполагается также решить более сложную проблему — создание керамического ротора турбины. Применение этих материалов позволяет повысить температуру газов до 1600—1700 К и снизить расход топлива до 180 г/(кВт·ч).

Фирма «Корнинг Гласс» (США), поставщик керамических дисков теплообменников, довела совместно с фирмой «Форд» срок их службы до 6,5 тыс. ч и приступила к доводке этих дисков на срок службы до 10 тыс. ч. Концерн «Дженерал Моторс» заключен контракт с НАСА (23,5 млн. дол.) на выполнение программы «Применение керамики в ГТД». Часть программы реализуется на базовом образце уже упоминавшегося АГТД *GT-404-4*. На этом двигателе будут установлены керамические диски теплообменника, входной (в турбину) газосборник, сопловые и рабочие лопатки турбины привода компрессора, колесо (диск) турбины. Температура газа для начальной стадии работы принята равной 1410 К. Тот же концерн, используя опыт создания двигателя *GT-404-4*, приступил к выполнению программы по созданию высокотемпературных газотурбинных двигателей для легковых автомобилей: в 1985 г. намечен выпуск демонстрационного автомобиля с ГТД *AGT-100*. Кроме фирмы «Дженерал Моторс», в аналогичной программе участвуют фирмы «Гаррет-Айресерч» и «Форд».

Разрабатываемые этими группами фирм двигатели, а точнее силовые агрегаты, имеют обозначения *AGT-100*, *AGT-101* и *AGT-102*. Они предназначе-

ны для установки на легковые автомобили массой 1350—1400 кг и при испытаниях по стандартному циклу должны обеспечить расход топлива 5,6 л/100 км.

Основные требования к этим силовым установкам: многоточность; примерно на 30% лучшая, чем у современных карбюраторных ДВС, топливная экономичность; низкая, не превышающая нормы Федерального стандарта 1985 г. (0,62 г/км *NO_x*, примерно 2,1 г/км СО и 2,5 г/км твердых частиц), токсичность отработавших газов; низкие уровни шума и вибраций; достаточные надежность и срок службы (не менее 5 тыс. ч для первых серий); хорошие приемистость и регулируемость; низкие капитальные и эксплуатационные затраты; широкое применение деталей из керамики. Остановимся на этих силовых агрегатах подробнее.

Силовой агрегат *AGT-100* — мощность около 75 кВт; двигатель двухвальный; компрессорная и тяговая турбины радиальные, центробежный компрессор — с регулируемым направляющим аппаратом; тяговая турбина — с регулируемым сопловым аппаратом. Частота вращения ротора турбокомпрессора — 86 тыс. мин⁻¹, ротора тяговой турбины — 68 тыс. мин⁻¹. Механизация проточной части позволяет осуществлять регулирование температуры. Компрессорная турбина — из спекаемого карбида кремния. Теплообменник — керамический, вращающийся. Начальная температура газа на номинальном режиме — 1561 К; удельный расход топлива — 200 г/(кВт·ч). В агрегате применена обычная автоматическая коробка передач с гидротрансформатором. Масса двигателя — 134 кг, длина — 560 мм, ширина — 585 мм. Предусматривается, что в АГТД будет применено примерно 27 кг керамики и около 1,3 кг хрома, никеля, кобальта и вольфрама.

Предполагается, что в 1990 г. с этим агрегатом будет выпущено около 500 тыс. легковых автомобилей.

Мощность силового агрегата *AGT-101* — 75 кВт, он одновальный, что упрощает его и делает более экономичным по расходу топлива на частичных нагрузках, но требует применения автоматической трансмиссии с высоким КПД.

Компрессор — центробежный с регулируемым лопаточным аппаратом, лопатки колеса загнуты назад, степень повышения давления равна 5, КПД — 80,5%. Турбина — одноступенчатая радиальная, с керамическим (из нитрида кремния) рабочим колесом. Температура газа на ее входе — 1644 К. Частота вращения ротора 100 тыс. мин⁻¹. Удельный расход топлива — 180 г/(кВт·ч). Камера сгорания — с изменяемой геометрией (средство улучшения показателей токсичности), керамической облицовкой. Теплообменник — однодисковый керамический, вращающийся. Через центральное отверстие в его диске проходит камера сгорания. Трансмиссия — с разделением потоков мощности (редуктор понижает частоту вращения турбины до 6 тыс. мин⁻¹), гидротрансформатором с поворотными лопатками, четырехскоростной автоматической коробкой передач. В двигателе предусмотрено применение микро-ЭВМ, турбинного подшипника на газовой смазке. Ожидается, что расход топлива автомобиля с этим агрегатом составит 5,5 л/100 км.

Первый прототип двигателя (с метал-

лическими деталями вместо керамических) проходит испытания с марта 1982 г. Керамическая турбина, которая испытывалась отдельно, достигла частоты вращения, равной 115 000 мин⁻¹. Срок службы ее входного конуса при 643 К составил 231 ч (работа на стенде), соплового аппарата — 175 ч, диска с лопатками — 145 ч.

Мощность силового агрегата *AGT-102* несколько меньше — 60 кВт. Двигатель — одновальный. Центробежный компрессор имеет регулируемый направляющий аппарат. Частота вращения ротора турбокомпрессора 89 000 мин⁻¹, начальная температура газа 1533 К, удельный расход топлива — около 230 г/(кВт·ч). Основная особенность силового агрегата — механический вариатор в сочетании с маховицким колесом. Рабочее колесо турбины выполняется из карбида кремния путем инжекционного спекания.

Разработка «керамических» ГТД ведется не только в США, но и в ФРГ («Даймлер-Бенц», «Фольксваген-Верке»), в Италии («ФИАТ»), в Японии («Ниссан» и «Тойота»). Принципиально программы работ не отличаются от американских.

Заслуживает отдельного упоминания шведский двигатель мощностью около 117 кВт фирмы «Юнайтед турбинес оф Мальмо» (филиал фирмы «Вольво»). Схема этого двигателя, получившая название «Кроногард», имеет высокооборотную дифференциальную связь трех валов, что практически вводит автоматизацию смены частей передач. Первые испытания двигателя на стенде и в дорожных условиях (в течение примерно 10 ч) проводились при частоте вращения ротора турбины 50 тыс. мин⁻¹ и температуре газов 1373 К (расчетные величины соответственно 60—70 тыс. мин⁻¹ и 1623 К). Они показали, что для достижения проектных параметров необходимо дальнейшее улучшение прочностных свойств керамического материала.

Разработка технологии керамических лопаток турбины этого двигателя ведется совместно с фирмами «Карборунд», «Пратт Уитни», «Корнинг Гласс» (США) и «Бритиш Нуклиен Фуэлс» (Великобритания).

Таким образом, работа по развитию АГТД и улучшению их конструктивных и эксплуатационных параметров непрерывно и интенсивно продолжается во всех странах с развитым автомобилестроением.

Уже сейчас на образце АГТД мощностью 405 кВт в широком диапазоне режимов получен устойчивый удельный расход топлива — 238 г/(кВт·ч). Срок службы до первого капитального ремонта у лучших образцов АГТД доведен до 8 тыс. ч, и продолжаются работы по доведению его до 10 тыс. ч. Начата работа по АГТД с керамической проточной частью, и уже есть реальные наработки на горячих режимах керамических роторов до 145 ч, сопловых аппаратов — до 175 ч. Ожидаемый удельный расход топлива (дизельного, керосина) у перспективных АГТД с керамической проточной частью — 180 г/(кВт·ч).

Токарев А. А. **Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля.** М.: Машиностроение, 1982. 224 с.

В НАСТОЯЩЕЕ время проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на автомобильном транспорте и повышения его производительности приобрели особо важное народнохозяйственное значение. Однако их успешное решение немыслимо без развития соответствующих методов и средств испытаний и исследований автотранспортных средств, а также без научно обоснованных методов выбора и оптимизации их конструктивных параметров, влияющих на производительность и топливную экономичность.

На решение этих проблем и направлена рецензируемая монография.

Книга состоит из предисловия и шести глав, охватывает широкий круг вопросов, касающихся топливной экономичности и производительности АТС, причем рассматриваются они как в теоретическом, так и в практическом планах.

В первой главе раскрываются условия и режимы работы АТС, проводится обстоятельный анализ результатов режимометрических исследований, выполненных специалистами Центрального научно-исследовательского автополигона НАМИ в условиях реальной эксплуатации; предлагается подробная классификация скоростных режимов движения, которая может быть использована при изучении и других качеств автомобиля.

Особый интерес представляют результаты теоретических исследований, которым посвящены 2 и 4 главы. Прежде всего к ним надо отнести теоретическое обоснование самой идеи комплексной (совместной) качественной и количественной оценки двух важнейших качеств автомобиля — топливной экономичности и тягово-скоростных свойств. Автору удалось «подобрать ключ» к решению этой далеко не простой задачи, которая в такой постановке реализуется впервые. Он предложил так называемые комплексные показатели и характеристики, сочетающие в себе показатели и производительности, и топливной экономичности, разработал количественные методы оптимизации конструктивных параметров, влияющих на указанные качества (методы однофакторного и многофакторного регрессионного анализа, алгоритм расчетной оптимизации конструктивных параметров с использованием обобщающих комплексных показателей).

Важно, что при решении задач оптимизации конструктивных параметров учитывается не только одновременное количественное влияние действующих факторов, но и их взаимодействие между собой, которое, как отмечает автор, в задачах данного типа может быть не менее существенным. Реализация

КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

данного алгоритма рассмотрена на примере дизельного автобуса большой грузоподъемности (гл. 4). Кроме того, предложен ряд новых показателей и характеристик, а также их классификация (гл. 2).

Большой интерес для конструктора и исследователя представляют материалы 5 и 6 глав, где рассмотрены механизм и степень влияния различных факторов на показатели скоростных свойств и топливной экономичности, а также основные направления совершенствования конструкции АТС. Установленные по экспериментальным зависимостям некоторые закономерности позволяют автору критически подойти к традиционным представлениям о влиянии удельной мощности на среднюю скорость и расход топлива. В частности, по-новому рассмотрен механизм влияния рабочего объема двигателя, турбонаддува, дефорсировки и других факторов. Эти важные вопросы глубоко проанализированы автором и нашли свое научное обоснование.

Книга не лишена и недостатков. Так, в число основных параметров автомобиля (с. 22) почему-то не включены показатели жесткостей и демпфирующих свойств шин и подвески, от которых зависят потери при работе подвески и, следовательно, расход топлива. Больше внимания следовало бы уделить анализу рядов передаточных чисел с различной плотностью. Требуют пояснений понятия эксплуатационной удельной мощности, ее уровней (низкого и высокого) и оптимальных величин. Представляется завышенным приведенный рост (более чем в 3 раза) динамической вертикальной нагрузки при увеличении неровностей дороги до 22 мм (с. 180). Допущена неточность в описании конструкции радиальной шины (с. 196), где указано, что она имеет «равновесную» геометрию профиля. В книге нашли отражение методы стендовых испытаний АТС, но слишком лаконично описана используемая при испытаниях измерительная аппаратура.

Все эти замечания автору целесообразно учесть при переиздании книги, которая в целом представляет значительный научный и практический интерес, будет полезна широкому кругу читателей, в том числе инженерно-техническим и научным работникам автомобильной промышленности и автомобильного транспорта, а также преподавателям и студентам.

Д-р техн. наук В. И. КНОРОЗ

РЕФЕРАТЫ ДЕПОНИРОВАННЫХ СТАТЕЙ

УДК 629.114.42:622:658.011.46

Совершенствование расчетов экономического эффекта автомобильной техники (на примере карьерных самосвалов). Бензелюк А. А.; Ред. ж. «Автомобильная промышленность». М., 1983. 16 с. Библиогр. 4 назв. (Рукопись деп. в ЦНИИавтотропме 15 сентября 1983 г., № 949 ап-Д83).

Разработаны рекомендации по совершенствованию методики расчета экономического эффекта. Точность экономических расчетов автомобильной техники можно повысить путем улучшения сопоставимости сравниваемых вариантов. Сопоставимость улучшается в результате более полного анализа составляющих экономического эффекта, дополнительного учета тех из них, которые не выделены в отраслевых методических материалах. В частности, при сравнении карьерных автомобилей-самосвалов особо большой грузоподъемности следует учитывать разницу в затратах на специальное обучение водителей, затраты на транспортировку автомобилей и их последующую сборку у потребителя и другие компоненты эффекта. Приведены формулы, позволяющие определить экономический эффект за счет факторов, не учитываемых в существующих методиках и расчетах.

УДК 629.113.001.4:620.178.5

Современные зарубежные акустические эффективные материалы, применяемые для снижения внутреннего шума в автомобилях. Быков В. А.; Ред. ж. «Автомобильная промышленность». М., 1983. 32 с: (Рукопись деп. в НИИНавтотропе 5 сентября 1983 г., № 943 ап-Д83).

Описаны современные акустически эффективные вибропоглощающие, звукоизолирующие и звукоизолирующие материалы английской фирмы «Бостик», итальянской фирмы «Келлер», западно-германских фирм «Триантелер Демштадт-Верке», «Файст КГ и Терозон», французской фирмы «Соммер», шведской фирмы «Антифон АБ», японских фирм «Бриджистон», «Тайрику» и «Нихон Токушу Торгоу». Приведены физико-механические и акустические характеристики этих материалов и способы их установки на автомобили.

УДК 656.13.08

Разработка статистического метода исследования системы обеспечения пассивной безопасности по материалам реальных дорожно-транспортных происшествий. Рябчинский А. И., Будник В. Л.; Ред. ж. «Автомобильная промышленность». М., 1983. 21 с., ил. Библиогр. 4 назв. (Рукопись деп. в НИИавтотропе 30 августа 1983 г., № 930 ап-Д83).

Описан статистический метод исследования пассивной безопасности автомобилей, участвовавших в ДТП. Приведены результаты апробации указанного метода в процессе экспериментальных исследований, которые можно использовать при оценке пассивной безопасности конструкций автомобилей и при разработке мероприятий, направленных на снижение тяжести последствий от ДТП.

СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- А. А. Токарев, В. Ф. Кутенев, Э. И. Наркевич, В. С. Крупченков, А. А. Чарыков —
Базисные расходы топлива: согласование нормативных показателей, применяемых
автомобилестроителями и эксплуатационниками 1

ДВИГАТЕЛИ

- П. Л. Озимов, В. К. Ванин — О проблемах и перспективах создания адиабатных
дизелей 3
В. И. Андреев, К. А. Морозов, Б. Я. Черняк — Оптимизация степени сжатия и рабо-
чего объема бензинового двигателя с турбонаддувом 5
Ю. Ф. Гутаревич, А. М. Редзюк — Сравнение способов отключения цилиндров при
регулировании мощности бензинового двигателя 7
Б. М. Бунаков, М. А. Григорьев, А. Н. Первушин — Моторные масла и топливная
экономичность ДВС 9

АВТОМОБИЛИ

- С. Ю. Иваницкий — Некоторые пути снижения расхода топлива мототранспортны-
ми средствами 11
О. В. Майборода, Н. В. Невский — Оптимизация процесса управления скоростью
движения — один из путей снижения расхода топлива автомобилями 12
В. В. Еарнов, В. В. Алешин — Продолжительность работы ГДТ, тягово-скоростные
свойства и топливная экономичность городского автобуса 15
Ю. Г. Котиков, А. Н. Борисенко, В. Н. Барун, Р. А. Азаматов — Влияние длительно-
сти переключения передач на показатели работы грузового автомобиля в тя-
желых дорожных условиях 16
А. И. Мищенко — Оценка способов аккумулирования водорода по энергозатратам,
приведенным к запасу хода автомобиля 17
А. И. Рябков, В. Н. Лавренченко — Методика расчета коэффициента сопротивле-
ния качению и фактора обтекаемости автомобиля 19
В. В. Соколов, А. В. Грамолин, Л. П. Баранова — Влияние вязкостно-температурных
свойств масла на механические потери в трансмиссии автомобиля 20
В. П. Коротков, В. В. Осепчугов — Улучшение технико-эксплуатационных показате-
лей автопоезда КамАЗ-53212 22

ТЕХНОЛОГИЯ, МАТЕРИАЛЫ

- В. В. Чеканский — Экономия энергетических ресурсов при использовании техниче-
ского азота на проходных печах газовой цементации и нитроцементации 23
В. И. Кержаков, Н. В. Ярош — Экономия материальных ресурсов в гальваническом
производстве 25
В. П. Нечаев, А. Д. Чудаков — Состояние и перспективы развития систем управле-
ния гибкими технологическими комплексами 26
К. Л. Щербаков, М. И. Сицинский — Вентиляция и отопление корпусов литьевого
завода КамАЗа 28
В. С. Омельченко, Н. И. Мержанова, Л. П. Кабачева — О применении алюмохром-
фосфатной связки в точном литье по выплавляемым моделям 29
Новые материалы 29

ИНФОРМАЦИЯ

- Навстречу 60-летию советского автомобилестроения
М. Б. Андреев — Победители Всесоюзного социалистического соревнования — лау-
реаты Государственной премии СССР за 1983 г. 30
В. Б. Пичугин, А. А. Калашников, Н. Ф. Суханов, Л. И. Вахошин, В. В. Карницкий,
В. И. Сонкин — Модернизированные V-образные двигатели ЗМЗ 31
Оборудование для нужд отрасли
В. Ф. Ржевский, А. З. Бродский — Камеры и установки для нанесения покрытий,
охлаждения, сушки 33
А. Я. Жиц, В. С. Остроухов, Л. В. Селиванова — Индукционная нагревательная ус-
тановка 34
На конференциях, совещаниях, выставках
В. В. Карницкий — Отраслевое совещание «Повышение топливной экономичности
автотранспортных средств» 35
Автомобилестроение за рубежом
М. А. Косов, Г. А. Аверин, С. И. Цветков — Автомобильные газотурбинные двигатели 37

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

- В. И. Кнороз — Рецензия на книгу А. А. Токарева «Топливная экономичность и тя-
гово-скоростные качества автомобиля» 40

Главный редактор А. П. БОРЗУНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев,
К. П. Иванов, Б. Г. Каинахов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, А. М. Куз-
нецов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, А. А. Невелев, И. В. Орлов, А. Н. Островцев,
А. Д. Просвирин, З. Л. Сироткин, Г. А. Смирнов, В. В. Снегирев, С. М. Степашкин,
А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов, В. Н. Филимонов (зам. гл. редактора),
Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозонов, М. М. Шурыгин

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «МАШНОСТРОЕНИЕ»

Художественный редактор А. С. Вершинин

Технический редактор Е. П. Смирнова

Корректор Н. Г. Богомолова

Сдано в набор 06.01.84.
Усл. печ. л. 5,0.

Подписано в печать 22.02.84.

Усл. кр.-отт. 6,0.

Уч.-изд. л. 8,31

Формат 60×90^{1/8}.

Печать высокая.

Тираж 10949.

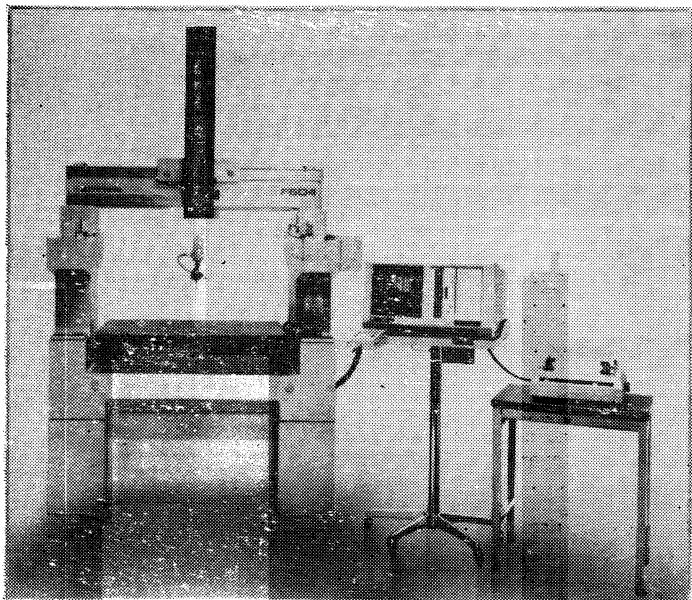
Т-01367

Заказ 19.

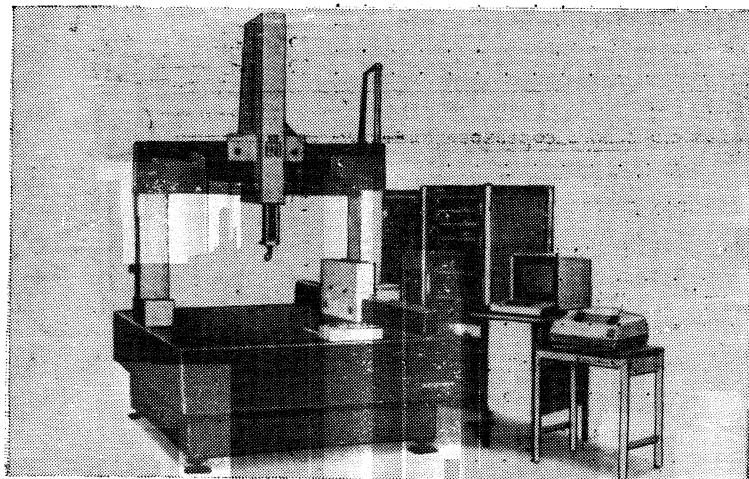
Адрес редакции: 103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, д. 13, 4-й этаж, ком. 427 и 424 Тел.: 228-48-62 и 298-89-18
Подольский филиал ПО «Периодика» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 142110, г. Подольск, ул. Кирова, д. 25

ТРЕХКООРДИНАТНАЯ ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ МАШИНА

Трехкоординатные измерительные машины успешно применяются для контроля качества изделия, сокращая при этом затраты труда



Трехкоординатная высокоточная среднегабаритная измерительная машина серии «F»



Трехкоординатная крупногабаритная измерительная машина серии «B»

Продукция фирмы «Мицутойо» — в том числе трехкоординатные измерительные машины — экспонируется на Московской международной выставке «Металлообработка—84» (с 27 марта по 5 апреля). Более подробную информацию об экспонатах можно получить:



MITUTOYO MFG. CO., LTD. МИЦУТОЙО МФГ. КО., ЛТД.
33—7, Shiba 5-chome, Minatoku, Tokyo, Japan
Telex: 242—2395 Phone: (03) 453—3331



Экспортное агентство — Фирма ТОЙО МЕНКА КАЙША, ЛТД.
Москва, 123610, Краснопресненская наб., 12
Тел.: 253—21—54, 253—21—55, 253—21—56, 253—21—57
Телекс: 413170 TOMEN SU

Приобретение товаров у иностранных фирм осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся.
Запросы на проспекты и каталоги следует направлять по адресу: 103074, Москва, пл. Ногина, 2/5, Отдел промышленных каталогов Государственной научно-технической библиотеки СССР. Ссылайтесь на № 3707—4/260—16—288.

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»