

Автомобильная
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ



1949

МАШГИЗ

7

Автомобильная
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ



1949

ИЗ

11

Автомобильная
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ



1950

МАШГИЗ

3

Автомобильная
и тракторная
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ



1950

МАШГИЗ

7

Автомобильная
и тракторная
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ



1951

МАШГИЗ

7

Автомобильная
и тракторная
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ



1951

МАШГИЗ

12

Автомобильная
и тракторная
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ



1952

МАШГИЗ

2

Автомобильная
и тракторная
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ



1952

МАШГИЗ

4

Автомобильная
и тракторная
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ



1952

МАШГИЗ

6

1949-1956

перемещению борта на промежуточный рольганг. На последнем рабочем месте производится проверка плоскости, клепка борта и подварка.

Сборка и сварка платформы запроектированы в такой последовательности:

1) сборка в сварочном аппарате днища и боковых бортов, затем сварка продольных швов с поджигом к местам сварки медных шин пневматическими цилиндрами;

2) сборка и прихватывание в главном кондукторе узла, сваренного на автомате, основания, переднего борта и мелких деталей;

3) приварка переднего борта к основанию;

4) сварка днища с основанием под слоем флюса с пневматическим многоточечным поджигом листа к лонжеронам основания и доварка мелких швов.

С законченным технологическим циклом организован также механический цех, где обрабатываются детали и узлы механизма самосвала. Цех состоит из участков, выпускающих

окончательно обработанные узлы: коробки отбора мощности, карданные валы масляного насоса и др.

В основу технологического процесса положены современные методы обработки, дающие высокие точности при высокой производительности, что наряду с применением специализированных и агрегатных станков значительно понижает трудоемкость механической обработки, составляющей по всем деталям 13,5 часа.

Основные детали (цилиндр, корпус насоса, картер коробки отбора мощности) обрабатываются по поточному принципу.

Детали из прутка обрабатываются на токарных автоматах, одношпиндельных и многошпиндельных.

Те же принципы положены в основу организации производства и на других заводах, производящих автосамосвалы.

На рис. 9 показан конвейер сборки и сварки платформы самосвала, а на рис. 10 общая сборка автосамосвала ЗИС-585 на Мытищинском машиностроительном заводе.

Отечественный паровой автомобиль¹ НАМИ-012

Ю. А. ШЕБАЛИН и канд. техн. наук Н. И. КОРОТОНОШКО

НАМИ

ПЕРЕД конструкторским коллективом НАМИ была поставлена весьма сложная задача — создать отечественный грузовой паровой автомобиль, работающий на низкокалорийном твердом топливе и в первую очередь на дровах. Подобная задача решалась впервые в истории автомобилестроения.

Дрова как топливо являются не только низкокалорийным горючим, но и имеют большой выход летучих веществ и значительную влажность. Эти свойства топлива крайне затрудняли создание рациональной конструкции котельного агрегата и его топочного устройства. Кроме того, необходимо было построить такую конструктивную схему, которая, будучи изменена в масштабах, допускала бы возможность изготавливать паровые автомобили различных классов, в том числе и с передним ведущим мостом.

Отечественный грузовой автомобиль НАМИ-012 снабжен паросиловой установкой повышенного давления с конденсацией отработанного пара. Тепловая схема этой установки приведена на рис. 1, из которого видно, что автомобиль снабжен комбинированным водотрубным котельным агрегатом с естественной циркуляцией. Перегретый пар, выдаваемый котлом, поступает в паровую машину однократного расширения и двухстороннего действия. По выходе из машины отработанный пар направляется во вспомогательную турбину мягкого пара, которая приводит во вращение вентилятор конденсатора и топочную воздухоудку. После вспомогательной турбины мягкий пар проходит через маслоотделитель и поступает в воздушный конденсатор. Образовавшийся конденсат стекает в водяной бак, откуда забирается питательными насосами и через экономайзер подается в барабан котла.

Общая компоновка. Отечественный грузовой паровой автомобиль базируется на стандартном шасси тяжелого грузовика ЯАЗ-200 и имеет следующую конструктивную схему. Над передней осью расположена трехместная кабина водителя, за которой размещено машинное отделение со всеми механизмами паросиловой установки, включая и котельный агрегат. За ним установлена стандартная грузовая платформа.

Взаимное расположение агрегатов и механизмов на паровом автомобиле НАМИ-012 приведено на рис. 2 и 3. Как мы видим, кабина 1 находится впереди, а за ней в машинном отделении между лонжеронами помещена вертикальная трехцилиндровая паровая машина 2. Заднюю стенку машинного отделения образует водотрубный котельный агрегат 3, изготовленный совместно с двумя топливными бункерами 4. В правой стороне машинного отделения установлен водяной

бак 5 и конденсатор 6, которые и образуют границы внешнего обвода машинного отделения. За конденсатором на водяном баке расположена вспомогательная турбина мягкого пара 7 с осевым вентилятором 8 для обдува конденсатора и топочной воздухоудкой 9. Здесь же находится электромотор 10 для вращения воздухоудки при розжиге котла. Слева на картере паровой машины установлены приводной питательный насос 11, динамо 12. Также слева на лонже-

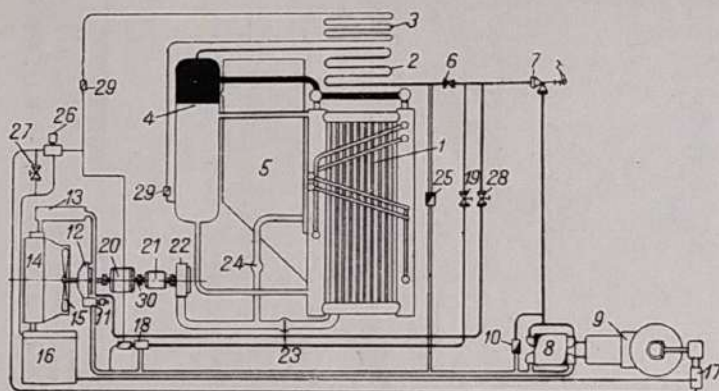


Рис. 1. Тепловая схема автомобильной паросиловой установки НАМИ-012:

1 — водотрубный котел; 2 — пароперегреватель; 3 — экономайзер; 4 — барабан котла; 5 — топливный бункер; 6 — главный запорный клапан; 7 — пушковая (дроссельный) клапан; 8 — цилиндры паровой машины; 9 — картер паровой машины; 10 — продувочный клапан; 11 — перепускной автоматический клапан турбины мягкого пара; 12 — турбина мягкого пара; 13 — маслоотделитель; 14 — конденсатор; 15 — вентилятор обдува конденсатора; 16 — водяной бак; 17 — приводной питательный насос; 18 — паровой питательный насос; 19 — пусковой клапан парового насоса; 20 — динамо; 21 — пусковой мотор; 22 — воздухоудка; 23 — заслонка первичного воздуха; 24 — заслонка вторичного воздуха; 25 — предохранительный редукционный клапан; 26 — регулятор уровня воды; 27 — перепускной (не автоматический) клапан; 28 — клапан пуска турбины острым паром; 29 — обратный клапан; 30 — муфта свободного хода воздухоудки.

роне, между котлом и кабиной, помещается паровой прямодействующий питательный насос 13.

Чтобы обеспечить равномерную нагрузку парных колес, вертикальный барабан, коллектор 14 котельного агрегата 3 расположен над левым лонжероном со всеми приборами, контролирующими и регулируемыми уровнем воды в котле.

Таким образом все оборудование, требующее наблюдения и обслуживания в процессе эксплуатации, размещено слева по ходу машины. С этой же целью клапанный парораспределительный механизм паровой машины установлен также на левой стороне блока цилиндров. Доступность к местам обслуживания обеспечивается дверцей и съемными жалюзи машинного отделения.

¹ О преимуществах паровых автомобилей см. статью Ю. Шебалина в журнале «Автомобиль» № 3, 1948 г.

Заключение автора, что паровые автомобили на жидком топливе у нас в стране не получат распространения, неправильно. При определенных условиях жидкое топливо для паровых автомобилей может стать необходимым. — Редакция.

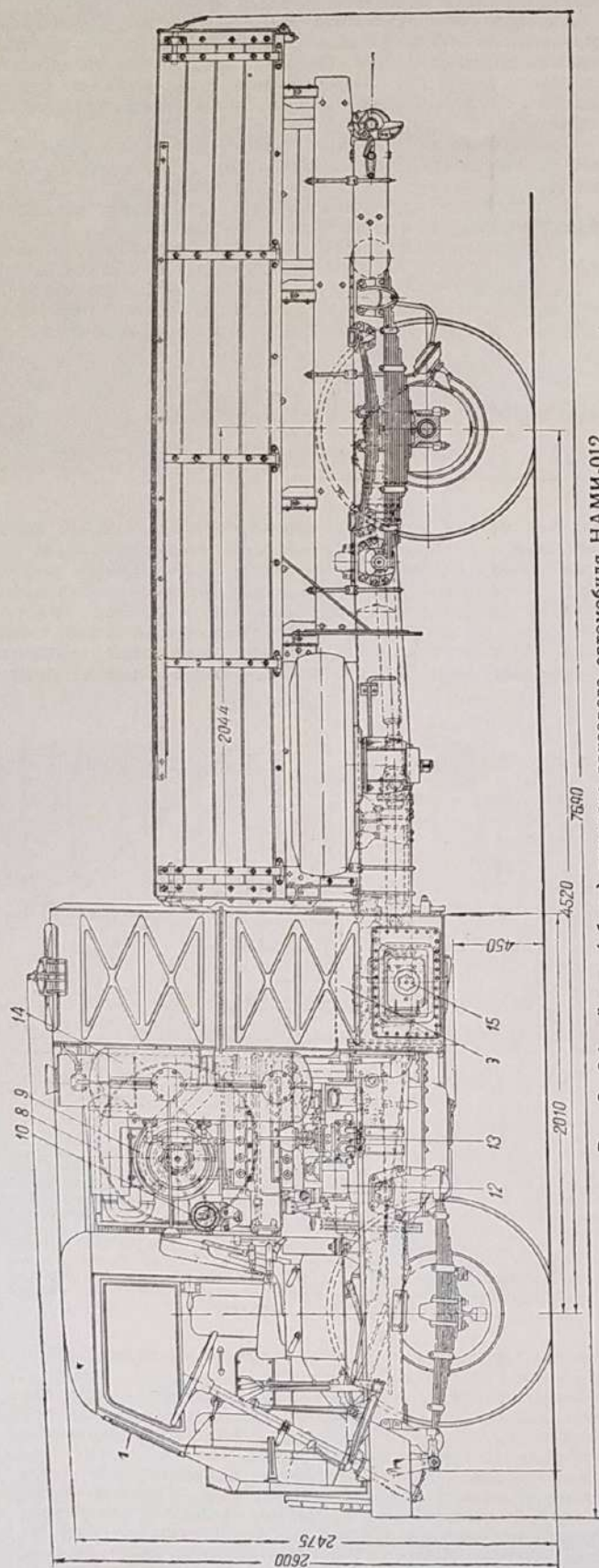


Рис. 2. Общий вид (сбоку) парового грузового автомобиля НАМИ-012.

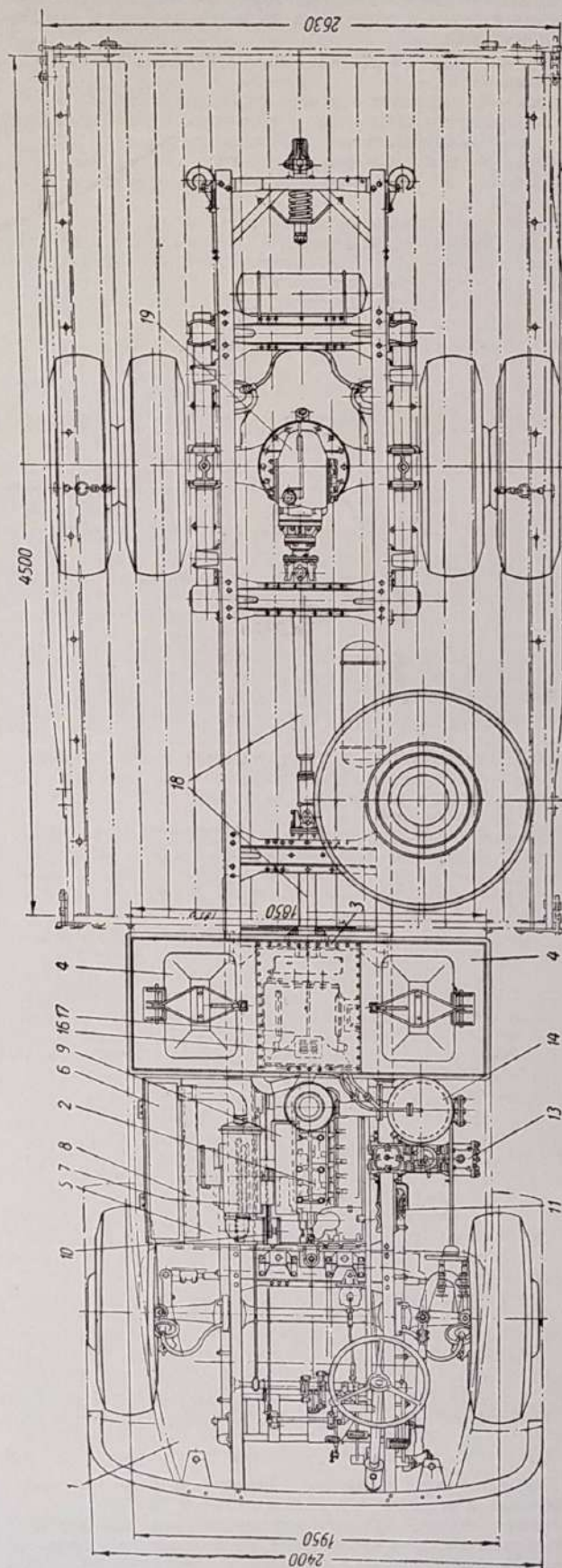


Рис. 3. Общий вид парового грузового автомобиля НАМИ-012 (план).

Колосниковая решетка котла расчленена надвое и симметрично расположена по обе стороны рамы автомобиля под топливными бункерами. Таким решением достигнут легкий доступ к шуровочным дверкам 15.

Трансмиссия состоит из сцепления 16, двухступенчатого понижающего редуктора 17, карданных валов 18 и заднего моста 19. Задний мост имеет уменьшенное передаточное число (5,96 вместо 8,22 ЯАЗ-200). Предусмотрена возможность отбора мощности на передний ведущий мост и на лебедку.

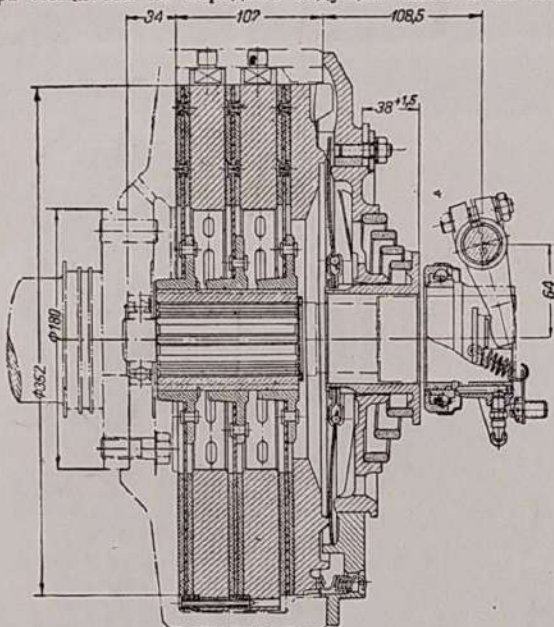


Рис. 4. Трехдисковое сцепление парового автомобиля НАМИ-012

У собственно редуктора 17 — прямая и понижающая передача. Передаточное число понижающей передачи равно 2,22. Сцепление позволяет использовать понижающую передачу без полной остановки автомобиля, тогда как отсутствие этого механизма на заграничных автомобилях не дает этой возможности. Наличие сцепления особенно важно для тягачей, буксирующих автопоезда, так как при переключении передач не теряется инерция движения.

Сцепление. Сухое трехдисковое сцепление автомобильного типа показано на рис. 4. Размеры ведомых дисков сцепления и нажимной диск заимствованы у автомобильного сцепления двигателя ЯАЗ-200. Чтобы обеспечить нормальную сборку и нормальные условия работы, ведомые диски монтированы на единой шлицевой втулке и взаимозаменяемы. Пружина нажимного диска усиленная, тракторного типа, что позволяет передавать через сцепление крутящий момент 210 кгм. Благодаря правильному подбору рычагов управления, нагрузка на педаль сцепления равняется 10 кг. Для улучшения чистоты переключения понижающей передачи сцепление помимо оттяжных пружин нажимного диска снабжено разжимными пружинами ведущих дисков. Охлаждение ведущих дисков улучшено, чему способствуют вентиляционные колодцы, сделанные в толще диска.

Управление. Пост управления парового автомобиля приведен на рис. 5. В распоряжении водителя имеются следующие органы управления: руль 1, рычаг переключения отсечек и реверса 2, рычаг включения понижающей передачи 3, педаль сцепления 4, педаль тормоза 5, педаль управления дроссельным клапаном 6, рычаг центрального тормоза 7 и рычаг ручного управления дроссельным клапаном 8.

Во время нормальной работы водитель пользуется главным образом рычагом переключения отсечек, изредка педалью сцепления и рычагом включения понижающей передачи. Трогание с места, разгон и преодоление незначительных подъемов производятся только посредством воздействия на дроссельный клапан и на рычаг отсечек.

Как видно, на паровом автомобиле НАМИ-012 установлено такое же количество рычагов и педалей управления, как и на обычных тяжелых грузовых автомобилях. Управление же им значительно проще, так как нет необходимости постоянно

оперировать педалью сцепления и рычагом переключения передач. Кроме того под левой рукой водителя у спинки сиденья установлены три вентили. Вентиль 9 является перепускным и служит для регулирования подачи воды в котел приводным питательным насосом, а вентили 10 и 11 соответственно служат для пуска на стоянках прямодействующего парового питательного насоса и вспомогательной турбины острым паром. Справа между сиденьями установлена манетка для регулирования подачи воздуха в топку. Перепускной вентиль и манетка используются только при порче приборов автоматического регулирования уровня воды и давления.

Паровая машина приведена на рис. 6. Она имеет цилиндры диаметром 125 мм и ход поршней 125 мм. Наибольшая мощность, развиваемая на валу машины при 1000 об/мин, 100 л. с. Машина делает до 1250 об/мин.

Выбор машины двухстороннего действия продиктован стремлением сократить длину машины из условий общей компоновки парового автомобиля, а также предотвратить попадание воды в картер кривошипно-шатунного механизма, что делает надежной его работу без применения специальных неэмульгирующих масел. Указанные машины могут иметь цилиндры с рабочим объемом вдвое меньшим, чем машины одностороннего действия; в связи с этим уменьшается поверхность теплоотдачи, а следовательно, улучшается экономика.

Наличие трех кривошипов, расположенных под углом 120°, дает равномерный крутящий момент и гарантирует надежный пуск машины при любом положении поршней на пусковой отсечке.

Основной несущей деталью паровой машины является блок-картер 1, в котором уложен коленчатый вал 2 и размещен шатунный механизм. Коленчатый вал снабжен привертываемыми противовесами 3 и уложен на четырех жестких опорах.

Размеры подшипников вала 4 приняты равными применяемым в тракторной промышленности.

Верхние головки шатунов 5 соединены при помощи плавающих пальцев 6 со стальными крейкофами 7, которые движутся в сменных чугунных гильзах 8.

Сверху на блок-картере установлена общая для всех трех цилиндров нижняя крышка 9, в которой находятся впускные и выпускные клапаны нижних полостей цилиндров и сальники 10. Для подтяжки и набивки сальников нижняя крышка имеет специальные проемы.

На нижней крышке помещается литой чугунный блок 11 рабочих цилиндров паровой машины. Сверху блок цилиндров закрыт общей верхней крышкой 12, в которой размещены впускные и выпускные клапаны верхних полостей. Уплотнение между блоком цилиндров и крышками достигается при помощи железо-асбестовых прокладок.

Парораспределительный механизм установлен в специальном картере 13, прикрепленном к блоку цилиндров с левой стороны. В этом картере находится кулачковый вал, получающий вращение от коленчатого вала при помощи двух пар косозубых шестерен и вертикального приводного валика. Кулачковый вал имеет три группы кулачков, обслуживающих отдельные цилиндры.

Изменение отсечек и реверс достигаются при помощи осевого перемещения кулачкового валика. Паровая машина НАМИ-012 имеет три отсечки для езды вперед (равные 25, 40 и 75%) и одну отсечку для езды назад (80%).

Цилиндры паровой машины смазываются при помощи пресс-масленки 14, впрыскивающей небольшое количество масла в паропровод острого пара, который идет к машине. Привод пресс-масленки получает от вертикального вала механизма



Рис. 5. Пост управления парового автомобиля.

распределения. Кривошипно-шатунный механизм смазывается, как в обычных двигателях внутреннего сгорания автомобильного и тракторного типа, — от шестеренчатого масляного насоса 15. Разница состоит лишь в том, что масляный насос, приводящийся во вращение от шестерни коленчатого вала, выполнен реверсивным.

В передней части машины слева крепится приводной питательный двухплунжерный насос. Насос выполнен как самостоятельный агрегат и получает привод от шестерни коленчатого вала.

С переднего конца коленчатого вала, через ременную пе-

центрального газохода котла расположены два топливных бункера, вмещающих $0,85 \text{ м}^3$ дров размером $500 \times 100 \times 100 \text{ мм}$. Нижняя часть топливных бункеров и топка имеют экраны, включенные в общий циркуляционный контур котла. Экранные поверхности нагрева образованы вертикальными трубами размером $32 \times 2 \text{ мм}$, вваренными в поперечные кол-лекторы.

Топливо из бункеров по мере выжигания под действием собственного веса опускается на колосниковую решетку. Этим исключается необходимость постоянной подачи топлива в топку во время движения, что требуется на зарубежных

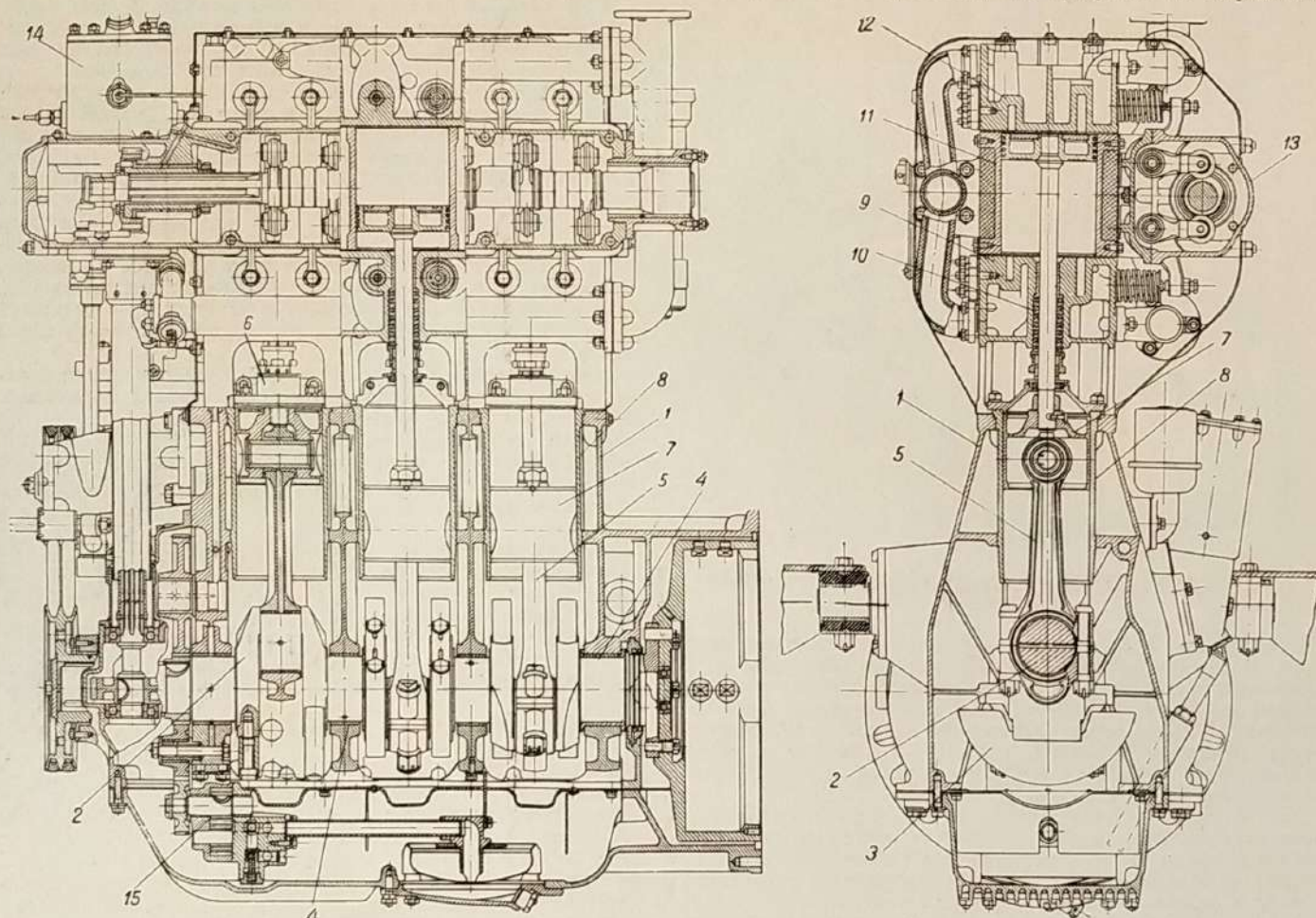


Рис. 6. Общий вид паровой машины НАМИ-012

редачу, получает привод воздушный компрессор пневматических тормозов, прикрепленный к передней части машины справа. Компрессор является серийной продукцией автомобильной промышленности.

Агрегаты и места, требующие при эксплуатации доступа к себе (клапаны, масляный фильтр, маслосливная горловина, масляный шуп и приводной питательный насос), расположены с одной стороны машины. Компрессор и дроссельный клапан смонтированы на переднем торце ее, и доступ к ним имеется сбоку и из кабины.

Котельный агрегат приведен на рис. 7. При проектировании котельного агрегата наиболее сложно было создать малогабаритное и высоконапряженное топочное устройство для сжигания дров. При этом надо было освободить водителя от необходимости постоянно наблюдать за процессом горения и подавать дрова в топку по мере их сгорания. Решением этой задачи явились совершенно оригинальные конструкции шахтной топки транспортного типа для дров и испаряющих поверхностей котла.

Для рациональной компоновки агрегатов на шасси колосниковая решетка котельного агрегата НАМИ-012 расчленена на две части, вынесенные за габариты ложижиров и опущенные ниже их. Над колосниковыми решетками по бокам

паровых автомобилях, работающих на каменном угле. Одной заправки бункеров дровами влажностью до 35% достаточно для непрерывного пробега по шоссе до 80—100 км. Процесс горения регулируется изменением подачи воздуха под колосниковую решетку автоматом давления или водителем из кабины.

Воздух, необходимый для горения, поступает под колосниковую решетку, проходит горячий слой и через боковую трубчатую решетку поступает в центральный газоход. Нижняя часть центрального газохода свободна от конвективных поверхностей нагрева и образует как бы общее топочное пространство, в котором догорают летучие вещества. Для лучшего выжигания этих веществ при выходе их из слоя топлива к продуктам сгорания добавляется небольшое количество вторичного воздуха.

Указанные мероприятия дали котельному агрегату возможность работать с коэффициентом избытка воздуха в пределах 1,15—1,2 при вполне умеренной для транспортного котла потере с химическим недожогом. Во время опытов эта потеря была всего 4—5% при форсированных режимах работы котла.

Неограниченное воспламенение топлива и его хорошая подготовка позволили сжигать дрова повышенной влажности. Так, во время испытаний котельного агрегата рабочая влажность

топлива часто превышала 40%, а в отдельных опытах достигала 49%. При этом котел имел расчетную паропроизводительность и гарантировал нормальную работу автомобиля. Во время пробеговых испытаний использовались дрова повышенной влажности и с прогнившей древесиной, теплотворная способность которых не превышала 1500 кал/кг. Заправка бункеров дровами этого качества обеспечивала пробег до 40—45 км по зимнему, слегка заснеженному шоссе.

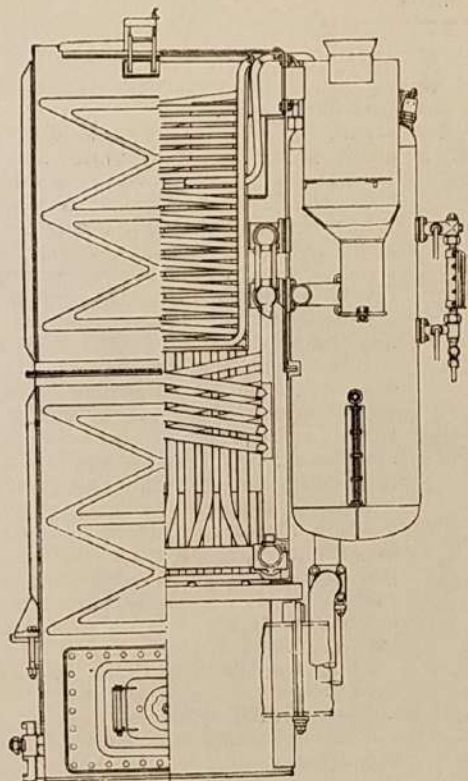


Рис. 7. Общий вид котельного агрегата.

По выходе из топочного пространства продукты сгорания проходят через конвективные испаряющие поверхности нагрева. Эти поверхности выполнены из пучка наклонных труб размером 32×2 мм, расположенных в коридорном порядке. Чтобы увеличить коэффициент теплопередачи и надежность циркуляции, соседним рядам испарительных трубок придан наклон в противоположные стороны. Все испаряющие поверхности нагрева вместе с топочными экранами сделаны в виде одной сварной конструкции. Общая испаряющая поверхность нагрева котла равна 8 м².

Циркуляция достигается при помощи установленного вне кожуха котла небольшого вертикального барабана объемом 60 л. Этот барабан соединен циркуляционными трубами с нижними и верхними водяными и паровыми коллекторами котла. Помимо замыкания циркуляционного контура, в барабане котла происходит отделение влаги из пара, поступающего из кипящих труб, что улучшает работу пароперегревателя. Наличие в барабане 45 л воды, нагретой до температуры кипения, повышает приемистость котла при резком увеличении нагрузки.

В центральном газоходе котла, выше пучка испарительных труб, последовательно установлены пароперегреватель и экономайзер. Пароперегреватель выполнен из трех параллельных ветвей и имеет поверхность нагрева, равную 6 м². Развитость поверхности нагрева пароперегревателя объясняется низкой калорийностью применяемого топлива и сравнительно высокой температурой пара, выдаваемого котлом (400—425°).

Экономайзер прямооточного типа выполнен из стальных труб диаметром 20×2 мм, его поверхность нагрева 3 м².

Удачное размещение поверхностей нагрева и хорошая организация топочного процесса дают возможность хорошо использовать горючее. При средних и форсированных нагрузках котельный агрегат работает с к. п. д. выше 70%. Температура уходящих газов при этих же режимах не превышает 250°.

Наибольшая паропроизводительность котельного агрегата, работающего на дровах влажностью 35%, — 582 кг/час, а с влажностью 47% — 530 кг/час.

Вес котельного агрегата без воды и топлива составляет 1210 кг. Объем воды, содержащейся в котле при нормальном уровне, равен 162 л. Котельный агрегат укреплен на раме автомобиля в трех точках на упругих опорах, что исключает возникновение дополнительных нагрузок в каркасе котла при перекосах рамы.

Холодный котел разжигается до полного давления в течение 30—35 мин. Если же котел после ночной стоянки не полностью остыл, то продолжительность розжига уменьшается до 15—20 мин.

Воздух при розжиге подается воздуходувкой, приводимой во вращение от пускового электромотора. При плохом состоянии аккумуляторов розжиг может быть осуществлен посредством естественной тяги. В этом случае время розжига соответственно удлиняется. После того как давление пара достигнет 5—7 ат, топочная воздуходувка может приводиться во вращение вспомогательной турбиной, имеющей специальное сопло для работы острым паром.

Паровой автомобиль может начать движение с пониженной скоростью, когда давление пара достигнет 12—16 ат. Дальнейший подъем давления можно произвести в процессе движения.

Конструкция топочного устройства допускает после небольших изменений колосниковой решетки перевод его на такое низкокалорийное твердое топливо, как торф и бурый уголь.

Вспомогательные механизмы. В группу вспомогательных механизмов входят два питательных насоса (водяной и паровой), вспомогательная турбина мятного пара, топочная воздуходувка и конденсатор с вентилятором.

Приводной питательный насос двухплунжерный. Диаметр плунжеров равен 30 мм, а их ход 28 мм. Производительность приводного насоса имеет почти двукратный запас и превышает 1000 л/час. При 1250 об/мин паровой машины насос делает 725 об/мин.

Двухцилиндровый паровой прямодействующий питательный насос делает до 150 двойных ходов в минуту и обеспечивает подачу до 600 л/час.

Для привода вентилятора конденсатора и топочной воздуходувки на паровом автомобиле установлена двухступенчатая турбина мятного пара. Давление мятного пара перед турбиной в зависимости от режима работы паровой машины колеблется от 1,2 до 4 ат.

Турбина при этом развивает от 2500 до 4000 об/мин.

Топочная воздуходувка центробежного типа смонтирована на одном валу с турбиной мятного пара. Вентилятор конденсатора осевого типа получает вращение через понижающий редуктор и развивает до 1250 об/мин.

Отработанный пар конденсируется в трубчато-пластинчатом конденсаторе с охлаждающей поверхностью, равной 51 м².

Краткая техническая характеристика грузового парового автомобиля НАМИ-012

Грузоподъемность в т	6
Общий вес груженого автомобиля в за- правленном состоянии в т	14
Вес незаправленного автомобиля в т	7,3
Нагрузка на оси в %:	
на переднюю	
при порожней машине	51
при груженой	30
на заднюю	
при порожней машине	49
при груженой	70
Наибольшая скорость в км/час	42
Паровая машина	
число цилиндров	3
мощность в л. с.	100
число оборотов в минуту	1250
Котельный агрегат	
котловое давление в ат	25
температура перегрева в °С	400—425
паропроизводительность в кг/час	600
Запас дров в бункерах в м ³	0,85
Емкость водяного бака в л	200

ПАРОВОЙ АВТОМОБИЛЬ

НАМИ-012



Местное твердое топливо может быть использовано для автомобильного транспорта при широком внедрении современных легких транспортных паросиловых установок.

Паровые автомобили имеют то несравненное преимущество, что они могут работать на дешевых местных твердых топливах, сжигаемых в топке котла без предварительной дорогостоящей подготовки (без сушки, разделки, сортировки и т. п.).

Первый в мире паровой автомобиль НАМИ-012 (1), работающий на дровах, имеет грузоподъемность 6 т. Походный вес полностью заправленного автомобиля равен 14,3 т, в том числе вес дров в бункерах 380 кг и вес воды в водяном баке и в котле 380 кг. Его скорость достигает 42 км/час.

Паровой автомобиль НАМИ-012 выполнен на базе стандартного шасси ЯАЗ-200. Кабина водителя вынесена вперед. За ней расположено машинное отделение, где установлены все агрегаты паросиловой установки, включая котел с топливными бункерами. Позади машинного отделения помещается стандартная грузовая платформа ЯАЗ-200.

Для удобства обслуживания все агрегаты паросиловой установки расположены в машинном отделении каскадом.

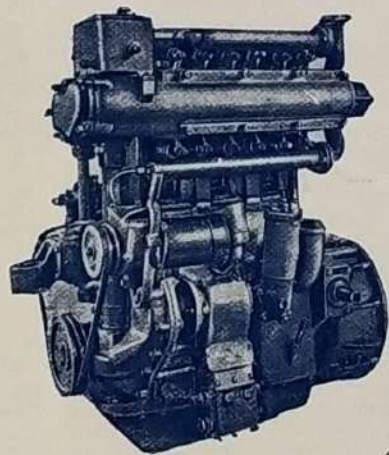
Все, что требует наблюдения и обслуживания, вынесено в левую сторону (3).

Правую стенку машинного отделения образует конденсатор. Левая стенка имеет съемные жалюзи.

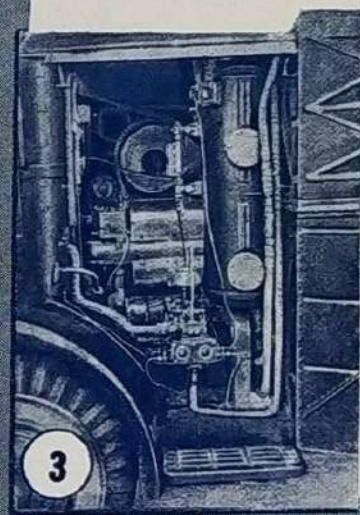
Конструкция паросиловой установки обеспечивает агрегатную сборку механизмов.

Паровой автомобиль НАМИ-012 снабжен вертикальной трехцилиндровой паровой машиной (2) однократного расширения и двухстороннего действия.

Диаметр цилиндров и ход поршней равны по 125 мм. Машина снабжена клапанным парораспределительным механизмом. Мощность паровой машины 100 л. с. Наибольшее число оборотов — 1250 в минуту.



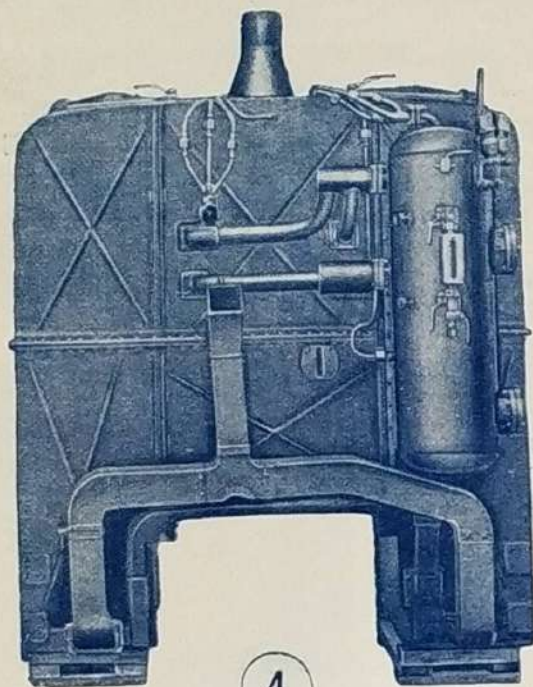
2



3



1



4

Водотрубный котельный агрегат (4), представляющий одно целое с топливными бункерами, седлообразно устанавливается на раме. Шахтная топка для дров оригинальной конструкции разделена на две части с целью создать необходимую компактность. Колосниковые решетки опущены ниже ложищеров по сторонам рамы. Паропроизводительность котельного агрегата составляет 600 кг пара в час при 25 атм давления и 425° перегрева. Испаряющая поверхность котла равна 8 м², поверхность пароперегревателя 6 м². Котел снабжен прямоточным экономайзером, поверхность нагрева которого составляет 3 м².

Седлообразная конструкция котла позволила освободить междурамное пространство для размещения тяг управления и трансмиссии.

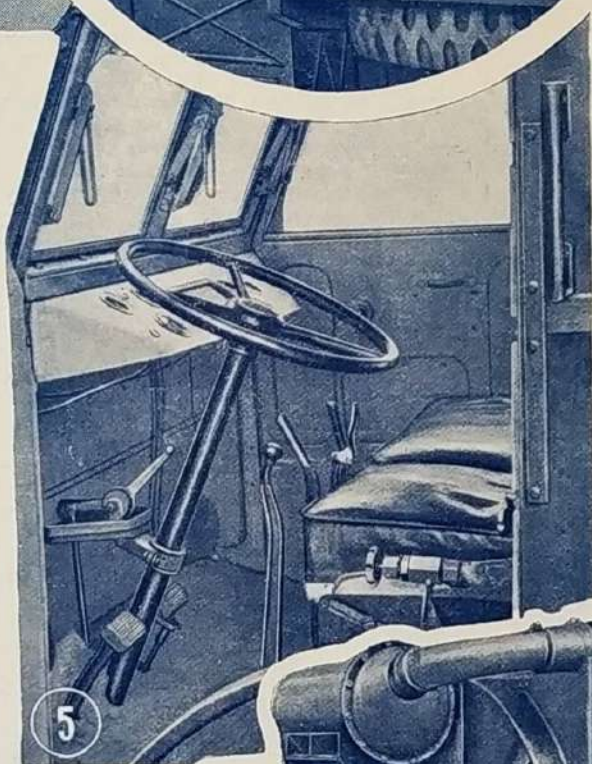
Схема парового автомобиля НАМИ-012 обеспечивает возможность создавать многоприводные автомобили, в том числе с передним ведущим мостом. Правую стенку машинного отсека образует блок агрегатов (6), состоящий из водяного бака, на котором смонтированы турбовоздуходувка, маслоотделитель и конденсатор. Вспомогательная турбина работает на мятном паре.

Пост управления (5) имеет то же количество рычагов, что обычный автомобиль, с тем же назначением их. Под правой рукой водителя установлены рычаги ручного тормоза, отсечек и реверса (заменяющий рычаг коробки скоростей) и понижающего редуктора. Справа от рулевой колонки расположены педали пускового (дроссельного) клапана и пневматического тормоза. Слева находится педаль сцепления. На рулевой колонке установлен рычажок ручного привода к пусковому клапану.

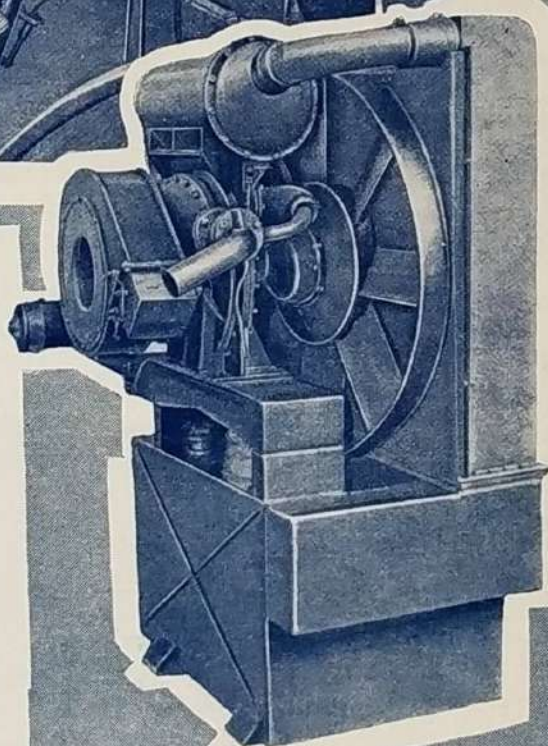
Дрова загружаются (7) в бункеры через верхние люки. Одной заправки достаточно для пробега до 80 км. Паровой автомобиль работает на дровах размером 50 × 10 × 10 см. Расход их составляет 4 кг/км. Влажность дров при испытании достигала 470%.



7



5



6

Автор Ю. А. ШЕБАЛИН
Художник В. Я. Гурвич.

До последнего времени «Победа» выпускалась только с закрытым кузовом. По заданию правительства для «Победы» сконструирован открытый кузов типа кабриолет с мягким откидывающимся верхом. Автомобили «Победа» с таким кузовом прошли государственные испытания с пробегом по 10 000 км каждый и признаны государственной комиссией вполне удовлетворительными. Завод произвел требуемую подготовку для изготовления автомобилей с открытым кузовом и приступил к их выпуску.

Трех моделей легковых автомобилей — ЗИС-110, «Победа» и «Москвич», выпускаемых в настоящее время советскими автомобильными заводами, недостаточно, чтобы удовлетворить все нужды страны в легковом автомобильном транспорте.

Автомобиль высшего класса ЗИС-110 при его высокой комфортабельности, динамике, а также стоимости предназначен для обслуживания весьма небольшого количества потребителей.

Автомобиль «Москвич» — это машина преимущественно для индивидуальных владельцев. В народном хозяйстве «Москвич» может применяться и применяется, когда требуется машина меньших размеров, чем «Победа». Массовой же машины больше, чем «Победа», у нас нет, и поэтому для потребителей, ранее пользовавшихся большими семиместными автомобилями ЗИС-101 (а таких потребителей было много), нужен еще один легковой автомобиль. Министерство автомобильной и тракторной промышленности и Горьковский автозавод им. Молотова получили задание от товарища Сталина спроектировать и построить образцы шестиместного легкового автомобиля среднего класса с тремя рядами си-

лений, обладающего хорошей комфортабельностью, достаточно высокой динамикой, удовлетворительной экономичностью и рассчитанного на массовый выпуск. Эту задачу коллектив Горьковского автозавода выполнил с честью, сконструировав и построив в сжатые сроки автомобиль, отвечающий заданию товарища Сталина. Новому автомобилю присвоена марка ЗИМ, что означает «Завод им. Молотова».

По своим техническим и экономическим показателям автомобиль ЗИМ занимает среднее место между автомобилями ЗИС-110 и «Победа».

На заводе уже развернута подготовка производства автомобилей ЗИМ. Выпускаются рабочие чертежи, разрабатывается технология, проектируется и изготавливается всевозможная оснастка — от огромных штампов для деталей кузова до точнейших измерительных инструментов. Эта работа ведется в тесном деловом содружестве между конструкторами и технологами.

Коллектив завода обязан сделать все необходимое, чтобы избежать ошибок, допущенных им при освоении «Победы».

Конструкция автомобиля во всех деталях должна быть проверена и отработана. Требуемая по технологическому процессу оснастка должна быть своевременно и качественно изготовлена и обязательно отлажена так, чтобы все детали полностью соответствовали требованиям чертежей. Особое внимание следует обратить на оснастку для изготовления кузовов не только в отношении штампов, но и в отношении сборочных, сварочных и контрольных приспособлений.

Мы обязаны обеспечить высокое качество автомобилей ЗИМ с первых же машин, которые будут выпущены заводом.

Развитие научных исследований автомобилей в СССР

Канд. техн. наук А. В. ОСИПАН

НАМИ

НАША страна является подлинным оплотом и ярким светочем передовой науки. Коммунистическая партия и Советское правительство создали ее и неизменно способствуют ее постоянному развитию. Советский строй впервые в истории человечества поставил науку на службу народу. Наши ученые, движимые высоким чувством советского патриотизма, сделали выдающиеся открытия в различных областях научных знаний и техники. Советские ученые оказывали и оказывают громадное влияние на ход народно-хозяйственной жизни нашего государства.

До Великой Октябрьской социалистической революции у нас не только не проводились никакие научно-исследовательские работы по автомобилям, но не было ни сколько-нибудь значительного парка хороших автомобилей, ни базы для их производства.

Автомобильная промышленность Советского Союза выросла и получила свое полное развитие за годы сталинских пятилеток. Ей уделяют огромное внимание партия, правительство и лично товарищ Сталин. С самого зарождения отечественное автомобилестроение получило исключительный размах. Определенную роль при этом сыграло также своевременное развертывание научных исследований по автомобилям не только для промышленных целей, но и для формирования учебных

дисциплин по автомобильной специальности, наличие которых послужило своевременной подготовке инженерно-технических кадров для автомобилестроения.

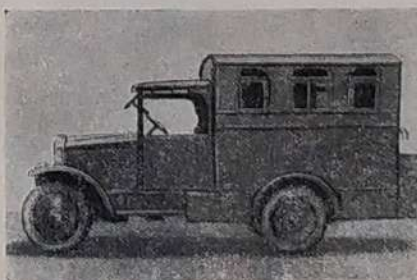
Исследования по автомобильному делу начались у нас задолго до начала массового производства автомобилей. В 1918 г. в Москве в системе научно-технического отдела ВСНХ была создана научная автомобильная лаборатория. Она и послужила первой и основной базой развития автомобильных исследований в СССР.

В 1920 г. автомобильная лаборатория расширилась и реорганизовалась в Научный автомобильный Институт — НАМИ, в задачи которого была включена разработка вопросов, касающихся авиационных двигателей.

В 1930 г. часть, связанная с авиадвигателями, выделилась из этого института в самостоятельное научное учреждение — ЦИАМ, а оставшаяся часть вместе с наличными к тому времени лабораториями и отделами по тракторостроению преобразовалась в Научный автотракторный институт — НАТИ.

В 1946 г. на базе НАТИ организовались два института — Научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт (НАМИ) и Научно-исследовательский тракторный институт (НАТИ).

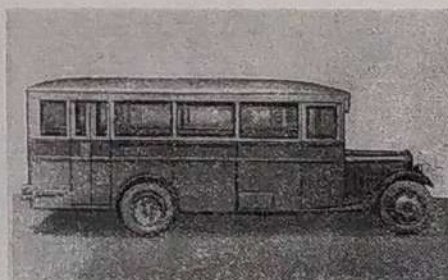
АМО-Ф-15 — автобус, 1926 г.



ЗИС-16, 1938 г.



ЗИС-8 автобус, 1933 г.



* * *

При современном уровне автомобильной техники только на основе серьезных теоретических и экспериментальных работ могут быть созданы новые, рациональные конструкции автомобилей и их элементов и усовершенствованы существующие.

Только изучая и раскрывая сущность процессов и явлений, происходящих в автомобиле и его агрегатах, можно повышать его надежность, долговечность и экономичность, улучшать комфортабельность и проходимость, построить его простым и легким для обслуживания и эксплуатации.

В настоящей статье приводится краткий обзор общего состояния научных исследований по автомобилям, отмечаются основные уже решенные проблемы и делается попытка проанализировать влияние результатов этих работ на развитие теории автомобиля, а также на развитие его конструкции и механизмов.

Наука об автомобиле в последние годы существенно изменилась. Она отошла от прежних эмпирических методов и от конструкторской интуиции. Базируясь на достижениях физико-химических, математических, механических и других наук, на новых методах расчета и на тончайшей экспериментальной технике, наука об автомобиле получает все более и более самостоятельное развитие и принимает определенные формы. В науке об автомобиле уже оформились как отрасли знания теория автомобиля, теория автомобильного двигателя, теория автомобильных трансмиссий, теория подвески автомобиля и др.

Большое влияние на темпы развития теории и практики конструирования автомобилей оказывают и дорожные и лабораторные испытания их. Отказ от прежней субъективной оценки автомобиля шоферами-испытателями и коренное изменение методов испытания, строго научная их разработка и постоянное совершенствование, возможно точное воспроизведение дорожных условий при стендовых, лабораторных испытаниях, пользование при этом приборами для объективной регистрации процессов — все это позволяет быстро и точно выявлять правильные и ошибочные решения в экспериментальных и промышленных моделях автомобилей.

Наличие обширных, хорошо оснащенных научно-исследовательских институтов, заводских экспериментальных цехов и лабораторий дают возможность исследователям — научным работникам и производственникам постоянно проверять решения поставленных перед ними задач и выбирать направление в дальнейшей работе.

Новые методы лабораторных и дорожных испытаний автомобиля оказали очень большое влияние на повышение его комфортабельности, улучшение устойчивости и управляемости.

Вот примеры. Эмпирически найденное и быстро распространенное средство смягчения дорожных толчков — шины низкого давления (баллоны) — неожиданно привело к серьезным нарушениям спокойного хода автомобиля на больших скоростях из-за колебания управляемых колес автомобиля. На некоторой критической скорости машина начинала самопроизвольно вилять на дороге, что иногда приводило к катастрофическим последствиям. Безуспешная борьба с этим явлением продолжалась несколько лет.

Дорожные испытания и математический анализ, проведенные в НАМИ, установили колебательный характер этого вред-

ного явления, разяснили вызывающие его причины и позволили выявить радикальные способы его устранения. При этих исследованиях дорожные испытания проводились со специально разработанными приборами, регистрирующими повороты управляемых колес, усилия в рулевом механизме и т. п.

Другой способ повышения комфортабельности автомобиля — постановка менее жестких рессор — при всей своей элементарной очевидности также оказалось невозможным осуществить без огромной испытательной и исследовательской работы, которая в корне изменила существовавшие представления о правильном распределении нагрузок и о величинах упругостей. Дорожные испытания с многочисленной и разнообразной аппаратурой для измерения колебаний, для измерения и записи ускорений, лабораторные испытания с приборами для измерения колебаний на тормозных барабанах и обрасывателях, изучение колебаний на моделях и макетах, исследования на установках момента инерции, испытания на стендах рессор и амортизаторов и теоретическое изыскание на этой основе показали необходимость более равномерного распределения нагрузок по осям и значительного повышения мягкости передней подвески. Последнее привело к применению во всех легковых машинах независимой подвески передних колес.

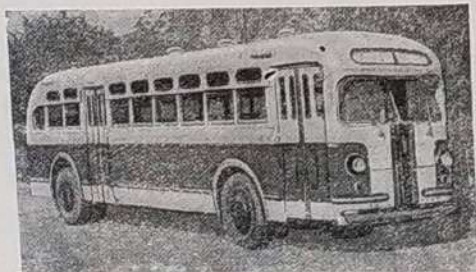
Достигнутое уменьшение колебаний и смягчение дорожных толчков позволило увеличить скорость езды, что в свою очередь повысило требования к устойчивости и управляемости автомобиля. Явление, замеченное ранее на спортивных машинах, — чрезмерная чуткость к рулю у одних машин и недостаточная у других — стало проблемой на автомобиле широкого пользования. Для изучения этого явления испытываемые автомобили были снабжены приборами, регистрирующими углы и скорости поворота колес, усилия на штурвале и т. п. Особенно плодотворным явилось наблюдение за движением автомобиля на поворотах при помощи фото- или киносъемки положения автомобиля по отношению к плоскости дороги и к траектории движения. Были созданы специальные стенды для изучения роли шин при повороте.

Исследования показали несостоятельность старого подхода к проектированию рулевого управления, который основывался на упрощенном представлении о движении автомобиля и о силах, вызывающих поворот. Было экспериментально и теоретически установлено, что на повороте траектория автомобиля не является касательной к плоскостям колес, и найдены условия, позволяющие определить величины боковых направляющих сил. Это дало возможность принять конструктивные меры (придать наклон задним рессорам, определить геометрические формы передней подвески) для обеспечения надежности управляемости автомобиля.

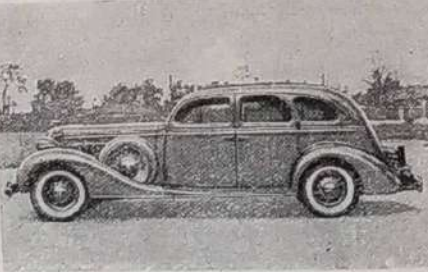
Исследования выявили также конструктивные параметры, обуславливающие стабилизацию управляемых колес, т. е. самостоятельный возврат их к прямому положению после поворота или случайного толчка. Это в свою очередь привело к отказу от старой догмы обязательной необратимости рулевого механизма и повысило удобство и безопасность вождения машины на больших скоростях.

Приведенные примеры показывают, какое глубокое влияние на усовершенствование автомобиля оказали научная методика и специальные приборы дорожных и лабораторных испытаний.

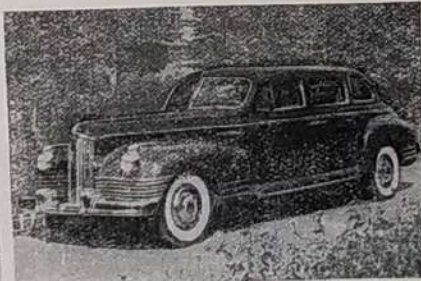
ЗИС-154 автобус, 1947 г.



ЗИС-101, 1936 г.



ЗИС-110, 1945 г.



Этапы развития теории автомобиля

Теория автомобиля как наука возникла в Советском Союзе и развивалась преимущественно советскими учеными. Ее основоположником является Е. А. Чудаков, возглавлявший в конце двадцатых годов работы НАМИ по исследованию динамики и экономики автомобиля.

В монографии Е. А. Чудакова «Динамическое и экономическое исследование автомобиля», вышедшей в 1928 г. («Труды НАМИ», вып. 7), уже заложены основы соответствующих разделов современной теории автомобиля. Здесь рассмотрены силы сопротивления движению автомобиля, приведен рабочий баланс энергии движения автомобиля, дана методика определения ускорений, времени и пути разгона и исследована зависимость динамических качеств автомобиля от его важнейших конструктивных параметров.

Здесь же освещены первые исследования зависимости экономики автомобиля от его основных параметров (общий вес, характеристика двигателя, передаточные числа в коробке передач и заднем мосту, обтекаемость форм автомобиля, сопротивление шин качению, коэффициент сцепления шин с дорогой и т. д.) и дана методика оценки экономики при помощи диаграммы, получившей наименование экономический характеристики автомобиля. В этой работе впервые был предложен экономайзер, введенный в дальнейшем во все карбюраторы автомобильных двигателей.

В вышедшей в 1930 г. книге Е. А. Чудакова «Тяговой расчет автомобиля» вопросы динамики получили дальнейшее развитие.

Исключительное значение имеет предложенная в этой книге методика оценки динамических качеств автомобиля при помощи величины динамического фактора и диаграммы «Динамическая характеристика автомобиля».

Методика оценки динамических и экономических качеств автомобиля при помощи динамической и экономической характеристик нашла широкое распространение и является в настоящее время общепринятой в Советском Союзе.

Впоследствии ряд исследователей подробно разработал экспериментальные методы получения динамической и экономической характеристик.

Окончательное оформление теории автомобиля в самостоятельную научную дисциплину произошло в последующие годы.

В выпущенном в 1935 г. труде Е. А. Чудакова «Теория автомобиля» наряду с уточнением и расширением исследований динамики и экономики рассматривается процесс торможения автомобиля и значительное место уделено вопросам устойчивости.

Развитие теории автомобиля в области динамики и экономики интенсивно продолжалось в послевоенное время.

Е. А. Чудаков теоретически обосновал повышение экономичности автомобиля путем снижения сопротивлений движению, введения рациональной конструкции трансмиссии (в частности прогрессивной коробки передач), регулирования мощности двигателя, аккумуляирования энергии двигателя и т. д.

Исследования движения автомобиля на переменных режимах были проведены в особой лаборатории НАМИ.

Большое внимание уделялось также теории качения автомобильного колеса (Е. А. Чудаков и др.).

Другой весьма важный раздел теории автомобиля — теория устойчивости — давно привлекал внимание исследователей. Впервые этот вопрос исследовал Н. Е. Жуковский, давший в своей работе «К динамике автомобиля» решение задачи о силах инерции, действующих на автомобиль при его повороте. Влияние иностранных ученых на развитие этого раздела теории автомобиля незначительно.

Обширные исследования устойчивости проводились Е. А. Чудаковым, который в 1930 г. в книге «Тяговой расчет автомобиля» посвятил специальный раздел определению предельной скорости автомобиля на повороте. В дальнейшем раздел устойчивости был введен в курсы теории автомобиля и все более расширялся.

Исследования Е. А. Чудакова в основном были посвящены детальному определению реакций, возникающих на колесах автомобиля при различных условиях его движения. Запас устойчивости определялся по отношению к предельным величинам реакции, соответствующим началу бокового скольжения или буксования колес.

В исследованиях движения автомобиля при заносе, проведенных в НАМИ и опубликованных в 1937 г., на основе уравнений динамики рассматривалось движение автомобиля после начала скольжения, что позволило сделать ряд новых выводов в отношении характера заноса и возможностей борьбы с ним.

Все указанные исследования основывались на предположении абсолютной жесткости шин в боковом направлении. С конца тридцатых годов НАМИ начинает разработку вопросов устойчивости автомобиля на основе учета боковой эластичности шин и явления бокового увода. Эти исследования привели в конечном счете к построению теории устойчивости, опубликованной в 1947 г. Принципиальной особенностью этой работы наряду с учетом боковой эластичности шин является использование общей теории устойчивости движения, разработанной применительно к автомобилю.

В работах НАМИ теоретически обоснована методика испытаний устойчивости автомобиля.

Влиянию боковой и тангенциальной эластичности шин на движение автомобиля посвящены также последние монографии Е. А. Чудакова.

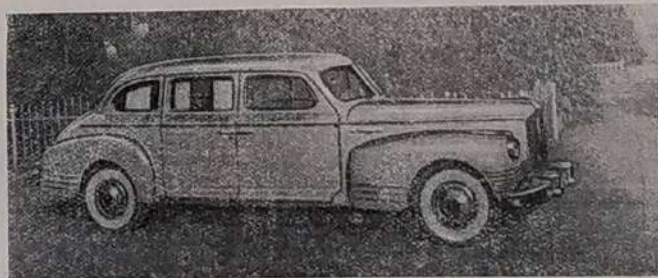
В связи с повышением скорости движения, начиная с 1939 г., особое внимание стали привлекать вопросы аэродинамической устойчивости автомобиля. Эти вопросы в Советском Союзе в послевоенные годы разрабатывались в НАМИ.

Специальный раздел теории автомобиля составляют вопросы стабилизации и колебаний управляемых колес.

Теоретические и экспериментальные исследования стабилизации проводились в НАМИ в 1934—1940 гг., в результате чего была предложена методика испытания стабилизации автомобиля. До сих пор, однако, еще не создана теория стабилизации, учитывающая эластичность автомобильной шины.

Серьезные работы в области исследования колебаний управляемых колес при движении автомобиля принадлежат НАМИ, который в противоположность Беккеру проводил эксперименты не в лабораторных условиях, а непосредственно на ходу автомобиля при помощи записывающих приборов.

ЗИС-110 санитарный, 1948 г.



ЗИС-110 фэтон, 1947 г.



Теория проходимости автомобиля до сих пор еще развита весьма мало, хотя за последние годы актуальность этого вопроса значительно выросла.

Развитие конструкции автомобиля, особенно за последние годы, идет целиком на основе исследовательских работ и неразрывно с ними связано. Почти каждое конструктивное нововведение, прежде чем воплотиться в производственный образец, проходит предварительный этап научного исследования.

Приведем несколько примеров изменений в конструктивной схеме автомобиля, происшедших за последнее время в результате использования выводов научных исследований.

Осуществлено перемещение центра тяжести автомобиля вперед. Еще недавно считалось бесспорным, что распределение весов между передней и задней осями легкового автомобиля должно выражаться соотношением 0,4:0,6. В настоящее время это соотношение равно 0,5:0,5 и даже 0,55:0,45. Такое изменение вызвано в основном требованиями устойчивости движения и улучшения комфортабельности.

Одновременно с перемещением центра тяжести автомобиля вперед в новейших моделях он значительно снижен, что также вызвано требованиями устойчивости.

Созданы обтекаемые формы автомобиля с целью улучшения его динамики и экономии. Эти формы получены в результате исследований моделей в аэродинамической трубе.

Была введена независимая подвеска передних колес автомобиля, при которой, как известно, жороскопическая связь между колесами отсутствует.

Переход от неразрезной передней оси к независимой подвеске позволил повысить скорость движения легкового автомобиля, рост которой весьма часто ограничивался возникновением колебаний управляемых колес.

Независимая подвеска полностью уже заменила неразрезную ось на всех легковых автомобилях.

Приведенные примеры отнюдь не говорят о том, что развитие конструкции автомобилей в остальных незатронутых направлениях шло вне зависимости от научных исследований.

Такая зависимость имеется, но ее следует искать не в том, что на основании теоретических исследований появилась новая конструктивная схема, а в том, что появление работоспособного агрегата нового типа (гидротрансформатора, автоматической ступенчатой коробки передач, руля с сервоприводом, подвески с резиновыми амортизирующими элементами) немислимо без серьезной исследовательской работы.

Развитие теории и расчета автомобильных двигателей

До начала первой мировой войны теории и установившихся методов расчета автомобильных двигателей практически не существовало.

Разработанный в 1907 г. в МВТУ метод теплового расчета двигателей внутреннего сгорания имел в основном общеобразовательное значение. Развитие автомобильных двигателей в те годы основывалось на интенсивной работе большинства автомобильных заводов над созданием гоночных моделей, дававшей инженерам богатейший экспериментальный материал по различным вариантам конструктивного оформления двигателя.

В годы первой мировой войны в ряде стран были начаты в широких масштабах научно-исследовательские работы, направленные на повышение мощности и надежности быстроходных двигателей. В результате впервые были установлены главнейшие термодинамические и конструктивные факторы, влияющие на к. п. д. быстроходных двигателей, выработаны полуэмпирические формулы для расчета на прочность основных деталей и, наконец, внедрены в моторостроение легкие сплавы.

Хотя работы эти в основном касались авиационных двигателей, достигнутые результаты имели большое значение также для развития конструкции и автомобильных двигателей. К концу войны последние превратились во вполне работоспособные и достаточно надежные агрегаты, использование которых существенно повлияло на ход военных событий.

В послевоенное время, в начале двадцатых годов, впервые встала во весь рост проблема экономии и расширения ресурсов автомобильного топлива. В связи с этим созданные в дни войны научно-исследовательские организации переключились на изучение детонации топлива в двигателях и определение методов борьбы с ней. К середине двадцатых годов они уже высказали первые гипотезы о причинах возникновения детонации, выявили основные конструктивные факторы, влияющие на ее появление, создали конструкции так называемых антидетонационных камер сгорания и нашли присадки, в частности, тетраэтиловый свинец, повышающие детонационную стойкость бензина.

Помимо работ, связанных с явлением детонации, в двадцатых годах широко исследовались вопросы карбюрации, теплового баланса, теплопередачи и механических потерь в быстроходных двигателях.

Из стен НАМИ вышли труды по теплопередаче, по моторным топливам, по теории карбюрации, по трению в легком двигателе и др.

К началу тридцатых годов научные исследования по автомобильным двигателям окончательно отделились от авиационной тематики. Во вновь организованном моторном отделе НАМИ и в лабораториях ряда высших учебных заведений (МВТУ, Ломоносовского института, ЛПИ) продолжилось изучение автомобильных двигателей, карбюрации, зажигания и отдельных вопросов по легкому топливу. В результате уже в первой половине тридцатых годов у нас появился ряд обстоятельных работ по вопросам теории и испытаний быстроходных двигателей, их карбюрации и зажигания.

Значительно возросшая к этому времени потребность в топливе для автотранспорта заставила моторостроителей обратиться к двигателям, которые могут работать на топливах, кипящих при более высокой температуре, чем бензин. Были построены и испытаны опытные образцы быстроходных бескомпрессорных автодизелей, давшие вполне обнадеживающие результаты, но показавшие, что задача применения дизелей на автотранспорте не может быть решена без предварительных обстоятельных научно-исследовательских работ.

Таковыми работами и занялись у нас и за границей многие научные организации и моторостроительные заводы.

Транспортный дизель должен быть не только быстроходным, но и надежным в работе в широком диапазоне чисел оборотов, причем на каждом скоростном режиме он должен иметь нагрузку, меняющуюся от мощности холостого хода

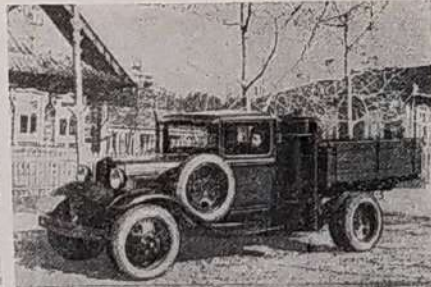
ГАЗ-АА-ММ, 1932 г.



ГАЗ-03-30, 1933 г.



ГАЗ-42, 1935 г.



до ее максимума, определяющейся внешней характеристикой автомобиля. Эта особенность двигателя предъявляет к его топливopодающей аппаратуре специфические требования, поэтому исследования были направлены на изучение не только камер сгорания различных типов, но и процессов топливopодач, впрыска топлива, регулирования режимов работы дизелей и облегчения их пуска при низких температурах.

Значительное количество теоретических и экспериментальных работ по устойчивости режима и топливopодачи быстроходных дизелей были проведены НАМИ. Работы эти по научной значимости, систематичности и широте превосходили опубликованные в то время в зарубежной печати.

НАМИ принадлежит приоритет исследования транспортных дизелей в отношении характеристики (зависимости давления в корпусе форсунки от секундного расхода топлива), определяющей в основном свойство форсунки, дробящего впрыска, влияния конечных объемов по концам трубопровода на отражение волн давления, устойчивости режима работы транспортного дизеля и введения критерия подобия при этом и др.

Пуск в ход транспортных дизелей, особенно в зимних условиях, связанный со значительными трудностями, требовал специальных исследований.

Первым этапом этих работ в НАМИ было определение крутящих моментов, необходимых для проворачивания двигателя при разных числах оборотов и различных начальных температурах дизеля, а также возможности и надежности его пуска при различных атмосферных условиях. Вторым этапом было изучение мероприятий, служащих для облегчения пуска.

Эти работы НАМИ стоят на более высоком научном уровне, чем опубликованные за рубежом.

Большим событием для исследователей явился организованный в СССР в 1934 г. Международный конкурс дизельных автомобилей, который дал богатейший экспериментальный материал для сравнительной оценки различных конструкций.

Созданные в моторном отделе НАМИ опытные образцы автомобильных дизелей позволили выработать специфичные для них из-за резкой динамики рабочего процесса конструктивные решения отдельных узлов и агрегатов и создать кадры опытных конструкторов-дизелистов.

К концу тридцатых годов уже имелись образцы двухтактных дизелей, по габаритам и весу приближающихся к бензиновым двигателям такой же мощности, а также мощных четырехтактных автомобильных дизелей, способных работать без капитального ремонта по 4000—5000 час., и, наконец, выявилась область их рационального применения, какой по современным воззрениям являются тяжелые грузовики и автобусы.

По бензиновым двигателям в тридцатых годах велись углубленные исследования процессов детонации и сгорания с использованием новейших по тому времени приборов и методов — безинерционных индикаторов, киносъемки, спектрального анализа и др. Появились новые гипотезы о природе детонации топлива в двигателях (теория пероксидов, измененная теория волн сгорания и др.), были разработаны новые конструкции камер сгорания и впускных трубопроводов двигателей. Много ценного в понимании природы детонации и сгорания в быстроходных двигателях при этом

дали работы советских ученых. Широким фронтом велись работы по повышению октанового числа автомобильных бензинов.

В результате всех этих исследований и развития технологии автостроения степень сжатия автомобильных двигателей возросла в конце двадцатых годов до 6,5—7 вместо 4—4,5, числа оборотов поднялись до 3500—4000 в минуту, а литровые мощности — до 25—27 л. с./л. В тот же период исследовалась работа основных деталей транспортного двигателя и были созданы научные методы их расчета.

Ряд советских ученых разработал кинематику и динамику кривошипного механизма, теорию уравновешенности двигателя и создал общую методику расчета коленчатых валов на крутильные колебания. Теория поршневого кольца, разработанная в НАМИ, дала конструкторам точный расчет и методику исследования важнейших параметров кольца. Советские ученые существенно подвинули вперед также методы расчета и проектирования моторных подшипников.

Исследования позволили к концу тридцатых годов значительно повысить долговечность и износостойкость автомобильных двигателей, которые при изготовлении их методами массового производства (т. е. без индивидуальной подгонки сопрягаемых деталей) работали нередко без капитального ремонта при пробеге автомобиля 100 000—150 000 км.

Во вторую мировую войну продолжались прогресс двигателей внутреннего сгорания и исследование их. Авиационные и танковые двигатели нуждались в значительной форсировке, что потребовало создания топлив с октановым числом 100 и выше. Развитие методов их производства позволило поднять вопрос о применении таких топлив для автомобильных двигателей и о повышении степени сжатия горючей смеси в цилиндрах до 10—12 единиц.

Форсировка двигателей, вызвавшая повышение нагрузок на детали, потребовала от исследователей разработки методов поверхностного упрочнения (пористое хромирование, наклеп дробью, наплавление твердых сплавов и т. д.). Методы закалки токами высокой частоты и азотирования были усовершенствованы и широко применены в массовом производстве.

Необходимость повышения прочности деталей двигателя без их утяжеления заставила разработать новые методы определения напряжений с помощью тензометрирования, покрытия поверхности деталей лаковой пленкой и фотоэластический.

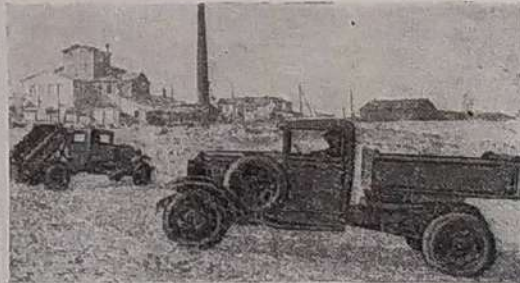
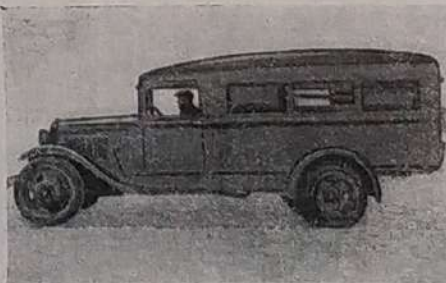
В 1942—1945 гг. исследователи уделяли внимание созданию промышленных методов контроля напряженных деталей быстроходных двигателей при помощи рентгенографии, магнитоскопии, пневматического измерения, оптики, электроники и т. д. Эти методы позволили довести контроль качества деталей промышленных автомобилей до высокой степени совершенства, что в свою очередь дало возможность увеличить расчетные напряжения в деталях двигателей.

Проводились работы по созданию моторных масел, устойчиво сохраняющих свои качества при высоких температурах и давлениях, присущих форсированным двигателям. Форсировке двигателей способствовало применение новых материалов, особенно для подшипников коленчатого вала. Стали применяться в промышленных масштабах вкладыши подшипни-

ГАЗ-05-193, 1937 г.

ГАЗ-55, 1937 г.

ГАЗ-410, 1936 г.



ков двигателей, залитые серебряным сплавом, трехслойные с металло-керамической облицовкой и т. д.

Достижения науки позволили к 1945 г. повысить почти в два раза форсировку авиационных и танковых двигателей, а для автомобильных — обеспечить высокую долговечность.

В настоящее время перед двигателестроением в качестве основных задач выдвинуты всемерное повышение экономичности двигателей, повышение их долговечности и снижение весовых и габаритных показателей. В числе теоретических работ могут быть отмечены дальнейшая разработка теории процесса сгорания и детонации, теории двигателя, работающего на частичных нагрузках и переменных режимах, исследование электронного и других методов зажигания, обеспечивающих работу двигателя на бедных смесях и др.

Исследования кузовов и несущих систем автомобилей

До последнего времени теории кузовостроения не существовало. Кузовы автомобилей проектировались и строились на основе необобщенного и несистематизированного опыта.

Первые существенные научные работы по кузовам были проведены в двадцатых и в начале тридцатых годов. Это были аэродинамические исследования автомобилей, позволившие изменить их форму и снизить коэффициент сопротивления воздуха с 0,045—0,05 до 0,032—0,037. По материалам исследований строились кузова для гоночных и опытных легковых автомобилей, казавшиеся в то время необычными и трудноосуществимыми в производстве. Однако их достоинства были очевидны.

В дальнейшем были получены новые выводы (о направлении потока воздуха по сторонам автомобиля, о стабилизаторах и т. п.), которые позволили путем изменения форм кузова понизить коэффициент сопротивления воздуха движению легкового автомобиля до 0,025; была установлена также возможность его дальнейшего уменьшения до 0,017. Развитие технологии холодного штампования, способов компоновки механизмов и пассажирских помещений легковых автомобилей позволили создать обтекаемую форму кузовов промышленных моделей. В кузовах современных моделей автомобилей, имеющих такую форму, боковина гладкая (без выступающих крыльев), применено гнутое стекло и сделаны другие нововведения, исследованные и испытанные на лабораторных моделях и опытных образцах.

Благодаря современным формам кузовов улучшились динамические и экономические показатели автомобилей и их внешний вид.

Экспериментальные и расчетные работы по использованию кузова подтвердили предположения о его способности нести нагрузки от веса пассажиров и механизмов, от работы подвески и др. Были найдены правильные решения изготовления корпуса, несущего кузова и доказано, что сквозные продольные бруска в такой конструкции не необходимы (НАМИ).

В тридцатых годах началось широкое применение несущих кузовов для малолитражных автомобилей и автобусов вагонного типа.

По сравнению с рамной конструкцией они дают облегчение веса автомобиля, увеличение жесткости, упрощение технологии производства кузова и другие преимущества.

Первоначально, когда несущей системой автомобиля была рама, расчет ее представлял собой в основном проверку лонжеронов на изгиб от вертикальной статической нагрузки. Метод расчета был аналитическим и графическим и нашел свое отражение в многочисленных печатных работах (начало тридцатых годов). Этот метод расчета длительное время являлся единственным.

С усложнением конструкции рамы автомобиля и с увеличением требований к ее прочности и жесткости, с начала сороковых годов стали рассчитывать эту конструкцию всю в целом методами строительной механики. Этому способствовали работы советских исследователей, которые дали также расчет рамы на динамические нагрузки. Расчет рамы как балки, лежащей на двух опорах, применяется и до сих пор, так как он дает возможность производить примерную оценку конструкций на основе накопленных статистических данных.

В безрамных автомобилях несущей системой является корпус кузова, поэтому возникла необходимость создать метод расчета этой системы.

Впервые метод расчета несущего кузова был разработан в СССР в 1938 г. в НАМИ при проектировании и постройке автобуса вагонного типа.

В тридцатых годах были начаты экспериментальные исследования посадки пассажиров и водителя в автомобиле, а также обзорности дороги из кузова. Указанные вопросы разрабатываются в НАМИ с 1944 г. Результаты проведенных экспериментов позволили улучшить удобства для пассажиров и водителя в кузове автомобиля. Сиденья некоторых новых отечественных автомобилей изготовлены с учетом рекомендаций, сделанных на основе результатов этих работ, важнейшей из которых является повышение сидений.

Результаты исследования вентиляции кузова использованы на большинстве легковых автомобилей среднего и высшего класса, где применена усовершенствованная бессквозняковая с очисткой воздуха система вентиляции — отопления.

Развитие теории и расчет агрегатов шасси автомобиля

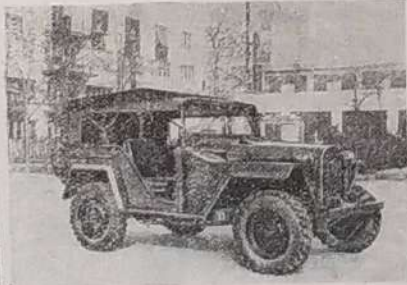
В капитальных работах Е. А. Чудакова, возглавлявшего расчетно-исследовательскую группу в НАМИ, опубликованных («Труды НАМИ») в 1933—1934 гг., исследованы агрегаты шасси автомобиля и предложены точные методы определения действующих усилий и показаны рабочие процессы в агрегатах шасси автомобиля. Это позволяет не только точнее определять напряжения, возникающие в деталях и агрегатах автомобиля, но и установить их наиболее целесообразную форму.

Сцепление. Ряд трудов Е. А. Чудакова посвящен теоретическим и экспериментальным исследованиям действительных режимов работы автомобильных сцеплений. Труды эти позволили выявить влияние включений и выключений сцепления на удар в шестернях коробки передач и действие сцепления при торможении автомобиля и дали возможность точнее определять основные размеры механизма сцепления. В последнее время эти вопросы разрабатывались также

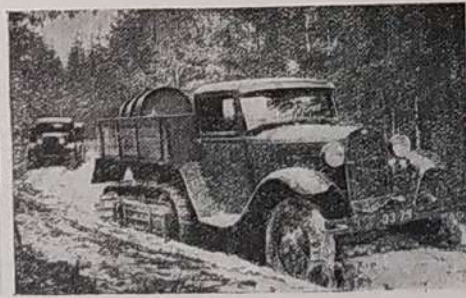
ГАЗ-ААА, 1935 г.



ГАЗ-67, 1943 г.



ГАЗ-60, 1938 г.



в Академии механизации и моторизации Советской Армии имени Сталина.

Коробка передач. Теория коробок передач ограничивается в основном определением количества передач, закона изменения передаточных чисел и величины первой передачи. Эти вопросы разработаны впервые в НАМИ. Опубликованные в последнее двадцатилетие работы лишь уточняют и развивают их.

Изучению зубчатых колес, изысканию методов повышения их прочности, износостойкости, долговечности и к. п. д. уделяется очень большое внимание. Здесь следует отметить работы НАМИ по научной разработке проблемы износа и методов повышения износостойкости зубчатых колес. В этих работах были установлены новые расчетные выражения, позволяющие более точно оценить износостойкость и разработать теорию износа зубчатых колес, объясняющую процесс износа, что дало возможность установить новые методы конструирования профилей зубьев, обеспечивающие повышение их износостойкости в соответствии с современным состоянием технологии производства зубчатых колес. Создание теории поверхностных разрушений зубчатых колес привело к разработке зацепления нового типа, так называемого заплюсового, позволяющего повысить срок службы зубчатой передачи при снижении веса и уменьшении ее габаритов.

Новая методика расчета на прочность зубчатых колес с прямыми и косыми зубьями позволяет определять действительную величину напряжения в зубьях любой коррекции и выбирать рациональную форму зуба с точки зрения прочности. Установлены выражения, пользуясь которыми, можно сознательно выбирать величины основных элементов косозубого зацепления.

Перечисленные работы НАМИ значительно определили достижения зарубежной науки в этой области. Существенное влияние на развитие конструкции автомобильных ступенчатых коробок передач оказали исследования по выявлению значения формы закругления профиля у вершины и основания зуба, жесткости конструкции картера, расположения и конструкции опор, деформации вала и других факторов на работу и долговечность зубчатой передачи. Благодаря полученным результатам удалось за последние 10 лет почти в два раза уменьшить вес коробки передач при увеличении передаваемого крутящего момента в полтора раза.

Теоретическое исследование Е. А. Чудакова показало возможность существенного повышения экономичности автомобиля при применении прогрессивной передачи.

Создание автоматических передач, в частности расчет гидродинамических передач, представляет собой сложнейшую научную проблему.

Приоритет в создании методов расчета транспортных гидропередач принадлежит советской науке (труды НИИВК, МВТУ и последние работы НАМИ).

Развитие теории гидродинамических передач (реально существующих в настоящее время) идет в направлении изыскания методов использования их совместно с механическими коробками. Эти вопросы также обоснованы и развиты (вплоть до создания новых конструкций) советскими учеными (НИИВК, МГУ и НАМИ). Можно рассчитывать, что именно в этом направлении будет в ближайшее время найдено положительное практическое решение вопроса прогрессивных передач и автоматического управления автомобилем.

Подвески автомобиля. Исследованию колебаний автомобиля предшествовало изучение колебаний подвижного состава железных дорог, которое производилось упрощенно в связи с предположением, что колеса абсолютно жесткие и что их масса не оказывает влияния на колебания экипажа. По аналогии с этим исследованием колебаний автомобиля вначале основывались на тех же предположениях, и масса осей, упругость шин и сопротивление амортизаторов при этом не учитывались. Несоответствие полученных результатов с данными эксперимента выявило необходимость отказаться от таких упрощений.

Начиная с 1936 г. были даны решения, определяющие вынужденные колебания автомобиля от переезда им синусоидальных неровностей с учетом упругости шин и неподдрессоренных масс, но без учета влияния амортизаторов.

Были изучены поперечные колебания автомобиля и свободные колебания его без учета действия амортизаторов, а также установлены приближенные методы определения частот собственных колебаний с возможными погрешностями (работы НАМИ и ВАММ имени Сталина).

В настоящее время в НАМИ предложен новый метод общего решения задачи с учетом неподдрессоренных масс и сопротивления амортизаторов, дано решение характеристического уравнения и общее решение в интегральной форме для любого дорожного профиля, а также найдены формулы ускорений кузова для основных расчетных случаев, т. е. для наиболее важных форм дорожного профиля.

Наряду с исследованием подвески в целом как сложной колебательной системы много работ посвящено исследованию и улучшению ее элементов. В частности, значительно изменилась листовая рессора, для которой разработаны новые профили стали (параболическое сечение), прокладки для регулирования междулиствого трения, методы поверхностного упрочнения листов. Уточненный метод расчета рессор с целью эффективного использования металла и предупреждения их поломки от местных перенапряжений создан в НАМИ.

Тормозы. Вопросы теории и расчета торможения автомобиля были впервые разработаны в НАМИ Е. А. Чудаковым в начале тридцатых годов. Он же обобщил методы расчета собственно тормозов, основанные на предположении, что давления равномерно распределены на поверхности тормозной колодки. Эксперимент, подтверждающий это предположение, впервые был осуществлен в Советском Союзе (МВТУ). На основе теории и расчета тормозных механизмов были созданы и распространены еще в довоенные годы тормозы с самоустанавливающимися колодками, имеющими рычажные опоры, а в послевоенные годы — с двумя гидравлическими цилиндрами.

В конце тридцатых годов появились работы, основывающиеся на предположении синусоидального распределения давлений, а в 1943 г. — работы о влиянии деформаций тормозных колодок и барабанов на величину тормозного момента, в связи с чем выявилась необходимость повысить их жесткость.

Метод расчета тормозов на нагрев разрабатывался впервые в НАМИ.

В 1947 г. были установлены оценочные параметры для различных типов тормозных приводов (ЛТА Сов. Армии). Лаборатория тормозов НАМИ провела в 1946—1949 г. обширные теоретические и экспериментальные исследования

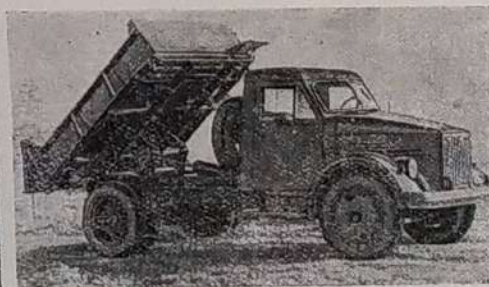
ГАЗ-51, 1946 г.



ГАЗ-63, 1948 г.



ГАЗ-93, 1948 г.



пневматических приводов к тормозам автомобилей и автобусов.

Рулевой механизм. Как указано выше, прогресс в отношении управляемости автомобиля привел к требованию хорошей обратимости рулевого механизма. Отсюда большая значимость вопросов трения в этом механизме, а также характеристики изменения трения по углу поворота и ее стабильности по времени службы механизма. В этом направлении в НАМИ исследовались существующие рули. Результатами исследований явились методы оценки механизмов с кривошипной и глобоидальной передачами, позволяющие правильно проектировать рули. Эти методы используются нашей промышленностью.

Задний мост. На первом этапе развития автомобиля привод к ведущим колесам осуществлялся цепной передачей. Увеличение скорости движения автомобиля и возраставшие требования к комфортабельности и безопасности движения привели к применению новых видов передач — конических и червячных.

Это стало возможным в результате разработки теории конических и червячных передач, приведшей к усовершенствованию их конструкции. Установленные методы исправления зацепления передач позволили нарезать шестерню с малым числом зубьев, обеспечивая при этом надлежащую прочность ее зубьев и требуемые тяговые качества автомобиля.

Разработанные к тому времени способы изготовления конических шестерен со спиральным зубом отличались большой производительностью и высоким качеством зацепления.

В связи с дальнейшим увеличением скорости движения автомобиля встал вопрос о повышении его устойчивости во время движения. Для этого необходимо было понизить центр тяжести автомобиля, не уменьшая его клиренсов и обеспечивая удобную посадку пассажиров в кузове.

Эти требования вызвали к жизни новый вид конического редуктора — с гипоидными шестернями. Не меняя в основном способа производства шестерен, удалось наладить изготовление на том же оборудовании и тем же инструментом шестерен со смещенными осями.

Дальнейшее развитие теории гипоидных передач, разработка специальных видов смазок для поверхностей, работающих с высоким удельным давлением, усовершенствование технологии производства конических зубчатых колес обеспечили высокие эксплуатационные качества гипоидных передач, что содействовало широкому их применению не только на легковых автомобилях, но и на грузовых малого и среднего тоннажа.

Как и в коробках передач, существенное влияние на развитие конструкции задних мостов оказала выявившаяся в результате исследований необходимость повысить жесткость картера и вала, правильно выбирать конструкцию опор и их расположение, усилить внимание к закруглению в местах перехода и к затуплению острых краев и кромок зубьев и др.

Исследования в области металловедения

Необходимость улучшить механические свойства металлов, чтобы снизить мертвый вес автомобилей и иметь возможность применять общедоступные стали дешевых марок, имеющие одинаковые требуемые технологией качества в различ-

ных плавках и партиях, поставили перед автомобильной промышленностью вопрос о широком использовании сталей, легированных сравнительно небольшими количествами дефицитных элементов.

Крупные исследования советских металловедов (институт АН СССР и др.) выявили влияние различных легирующих элементов и размера зерна аустенита на кинетику превращений в сталях и на изменение их физико-механических свойств. Базируясь на этих исследованиях, отраслевые промышленные институты разработали и внедрили совместно с заводами в производство новые легированные стали высокого качества, не содержащие дефицитных и дорогих элементов (ВИАМ — сталь хромансиль, НАМИ — сталь 18ХГТ).

Работы отраслевых институтов (НАМИ и др.) по контролю зерна в стали и прокаливаемости показали, что такой контроль обеспечивает выявление механических свойств сталей в различных местах сечения деталей, а также улучшение технологических свойств их (обрабатываемость на станках, корабление при термической обработке и др.).

Исследования советских ученых (НИИТВЧ и др.) индукционного нагрева стали позволили создать высокопроизводительный и эффективный метод поверхностного упрочнения ответственных деталей автомобиля, сокративший длительность термической обработки ряда изделий с 5—10 час. до 2—3 мин. и снизивший ее стоимость.

Применение этого метода также ускорило и улучшило процесс нагрева для горячей штамповки автомобильных деталей.

Благодаря исследованиям НАМИ взаимодействия между сталью и атмосферой при нагреве установлены оптимальные составы контролируемой атмосферы, не окисляющей и не обезуглероживающей изделия. На базе этих работ построены и внедрены в производство установки светлого отжига стальной ленты, что позволило организовать у нас новый вид производства — прокат холоднокатанной стальной ленты.

Для повышения долговечности литых деталей в последнее десятилетие наметилась тенденция к использованию легированных и модифицированных чугунов. Наибольшее применение они получили при отливке цилиндровых гильз двигателей.

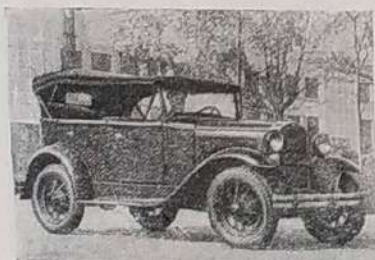
Внедряемый сейчас в производство модифицированный чугун с пределом прочности до 40 кг/мм² (т. е. на 50—100% больше, чем у обычного серого чугуна) облегчает вес автомобильных деталей и в ряде случаев может заменить ковкий чугун и сталь, а в тракторах, вероятно, антифрикционные цветные сплавы.

В НАМИ в 1945—1949 гг. разработан метод модифицирования серого чугуна сплавами церия и магния. Эффект такого модифицирования оказался поразительным: получающийся чугун обладает большой прочностью (до 70 кг/мм² на разрыв) и значительной пластичностью (до 20% относительного удлинения).

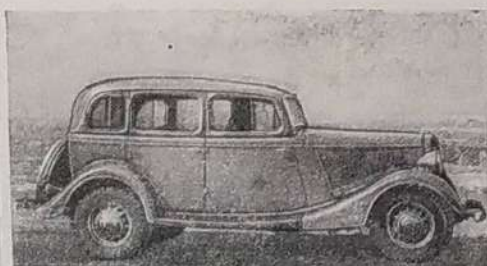
С целью повышения износостойкости в последнее время практикуется улучшение рабочих поверхностей деталей покрытием их слоем пористого хрома. Примером служат поршневые кольца. Покрытие рабочей поверхности верхнего поршневого кольца слоем пористого хрома толщиной 0,1—0,15 мм значительно уменьшает износ всех поршневых колец.

Советскими исследователями были разработаны малооловянистые баббиты марок БН и БТ. С увеличением удельных

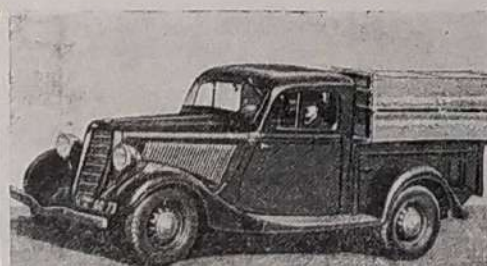
ГАЗ-А, 1932 г.



ГАЗ-М-1, 1936 г.



ГАЗ-М-1 пикап, 1939 г.



давлений и числа оборотов автомобильных двигателей оказались недостаточными: усталостная прочность, температура начала плавления и теплопроводность баббитов, что привело к конструктивным изменениям подшипников и к изысканию для них новых материалов. Основным решением при этом явился переход на тонкостенные взаимозаменяемые вкладыши.

Разрушение баббита от усталости было впервые экспериментально доказано в Советском Союзе (НАМИ).

Исследования автомобильных топлив и смазок

Теоретические исследования кинетики горения топлива, проведенные в Советском Союзе и за границей за последние 20 лет, в значительной мере выяснили механизм детонации автомобильных и авиационных двигателей и детонационную стойкость углеводородов различного строения и других химических соединений. Эти работы послужили основанием к созданию синтетических топлив, в частности синтетических углеводородов.

Советские ученые (в лабораториях АН СССР и др.) создали современный углеводородный синтез. Синтетические процессы алкилирование, полимеризация, изомеризация, дегидрогенизация и циклизация, введенные в нефтеобработку, позволили в тридцатых годах, давая возможность получить автомобильные бензины с октановым числом 80 и выше и авиационные бензины с октановым числом, значительно превышающим 100. Эти процессы превратили нефтепереработку в подлинную химическую промышленность с собственной мощной исследовательской базой. Катализаторный крекинг, получивший развитие во время второй мировой войны, является дальнейшим шагом на пути химизации нефти. Улучшение антидетонационных свойств автомобильных бензинов дало возможность повысить степень сжатия двигателей до 6,5—7,0 и более, а также их экономичность и удельную мощность. Проводимые в настоящее время исследования горения бедных смесей (преимущественно в Институте химической физики АН СССР) и развитие химии синтетических топлив открывают пути усовершенствования автомобильных двигателей.

Массовый выпуск быстроходных автомобильных дизелей в конце тридцатых годов и за период второй мировой войны оказался в большой мере возможным в результате исследований процесса самовоспламенения и его торможения (индукционный период), а также процесса смесеобразования в условиях впрыска жидкого топлива. Эти исследования в свою очередь дали толчок работам по синтезу индивидуальных углеводородов, имеющих оптимальную воспламеняемость и испаряемость, проведенным с целью применения этих углеводородов в качестве топлива для дизелей. В этом направлении ведутся работы Институтом органической химии АН СССР. Дальнейшее развитие дизелестроения безусловно будет опираться на исследования кинетики горения и химического синтеза топлива.

Развитие быстроходных дизелей тесно связано с изменением свойств смазочных материалов. Высокое термическое напряжение и высокое парциальное давление кислорода в быстроходных дизелях (в частности двухтактных) вызывают сильное коксование и пригорание поршневых колец при при-

менении обычных минеральных масел. Кроме того, твердые подшипниковые сплавы, применяемые в этих двигателях, сильно корродируются кислотами, содержащимися в минеральных маслах. В результате исследований, начатых в НАМИ в тридцатых годах и продолжавшихся до последнего времени, найдены химические соединения (присадки), прибавление которых к маслам в небольших количествах в значительной мере улучшает свойства последних.

Работы тридцатых годов и более поздние по изучению материалов, применяемых для смазки автомобиля, помогли решить ряд вопросов. Так, для широкой зимней эксплуатации автомобильного парка созданы маловязкие масла, обладающие пологими вязкостно-температурными кривыми и низкой температурой застывания.

Усовершенствование зубчатых передач автомобиля и внедрение гипоидных осуществлялось благодаря применению смазок, которые могут работать на трущихся поверхностях с высокими удельными давлениями. В начале тридцатых годов активные химические соединения (серы, фосфора, хлора и т. д.) вводились в состав смазки на основе эмпирических данных. В результате изучения механизма смазочного действия в последние 15 лет теория смазки подверглась принципиальным изменениям. Появились теории адсорбции смазочного вещества на поверхности трения и химического взаимодействия между поверхностным слоем металла и смазкой (Институт физической химии АН СССР). Это дало толчок для исследований и создания присадок к маслам, понижающих износ трущихся поверхностей и повышающих несущую способность (грузоподъемность) смазочной пленки.

Синтетические масла не нефтяного происхождения и не углеводородного состава (силиконы, сложные эфиры и т. д.) стали изготовляться на основе исследований последних 15—20 лет. Смазки, появившиеся в результате этих исследований, дают возможность значительно повысить скорость, термическое напряжение и удельную нагрузку на трущихся поверхностях двигателя и передаточных механизмов автомобиля.

Большое внимание в последние 20 лет уделяется разработке лабораторных методов оценки свойств автомобильных топлив и масел, — октанового числа бензинов, цетанового числа дизельных топлив, индекса вязкости автомобильных масел и т. д. Однако для определения ряда свойств — смазочной и моющей способности масел, их окисляемости, антикоррозийности и т. д. — пока еще нет надлежащих лабораторных методов оценки. Без глубокого изучения этих вопросов дальнейшее развитие автомобилей немисливо.

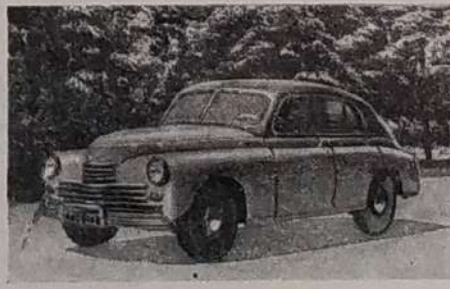
Исследования транспортных газогенераторов

Начало промышленного развития транспортных газогенераторов относится к периоду первой мировой войны и вызвано экономическими и военно-стратегическими причинами. Обстановка военного времени требовала быстрых практических мероприятий; поэтому при выполнении задачи руководство вались лишь уже известными принципами силовых стационарных газогенераторных установок, без новых обстоятельных исследований. Такое решение было ошибочным и долгое время тормозило эффективное использование газифицированного твердого топлива на автомобилях и тракторах.

ГАЗ-61, 1941 г.

ГАЗ-М-20 „Победа“, 1946 г.

ГАЗ-М-20 „Победа“ -кабриолет, 1949 г.



Только в двадцатых годах, после изобретения высоконапряженных газогенераторов с высокоскоростным подводом воздуха, наметился коренной сдвиг в их развитии, так как новые газогенераторы в отличие от старых обладали необходимой гибкостью газогенераторного процесса, т. е. свойством быстро менять режим при внезапном изменении отбора газа. Газификация твердого топлива и очистка газа в сочетании с работой двигателя охватывают сложные физико-химические процессы, протекающие с различной интенсивностью в зависимости от нагрузочного и скоростного режима автомобиля, от накопления шлака, золы и угольной пыли в элементах газогенераторной установки, а также в зависимости от атмосферных и других эксплуатационных условий. Решение этих вопросов теоретическим путем представляет исключительные трудности. У нас в Советском Союзе (НАМИ и др.) экспериментальным путем установлены принципы действия и оптимальные параметры для транспортного газогенератора, работающего на каменноугольном полукоксе и буром угле, найден наивыгоднейший способ повышения калорийности генераторного газа путем пиролиза тяжелых жидких топлив различных видов и газификации чурок повышенной влажности и длинных дров (швырка), разработан способ пуска двигателя, работающего на газе от рукоятки без помощи стартера, и ряд других вопросов.

Отдельные процессы исследованы теоретически. На основе таких работ НАМИ создан водяной очиститель с глубоким барботажом для тонкой очистки газа. При его разработке, задавшись условием иметь большой слой воды для хорошего промывания газа нужно было найти такую геометрическую форму нижнего резервуара смесителя, при которой закон изменения гидравлического сопротивления очистителя обуславливал бы постоянство соотношения газа с воздухом в рабочей смеси при различном расходе газа. Путем решения дифференциального уравнения требуемая конфигурация очистителя была найдена.

Исследования газобаллонных автомобилей

Все основные исследования по теории и расчету газовой аппаратуры для автомобилей и подавляющее большинство трудов по изучению работы быстроходных двигателей на разнообразных газовых топливах проведены в НАМИ. Изучена специфика работы автотракторных (карбюраторных и дизельных) двигателей на любых видах газообразных топлив, найдены способы компенсации потерь мощности и обеспечения высокой экономичности, разработаны методы расчета и регулирования рабочего процесса, созданы теория и методика расчета регуляторов давления (редукторов), способы их испытания и конструкции редукторов для различных двигателей и видов газа. Разработана теория смесительных устройств для газовых топлив, и осуществлена их постройка.

Исследования паровых автомобилей

В первой четверти нашего столетия господствовало мнение, что поршневая паровая машина отжила свой век и что не только в автостроении, но и в других отраслях техники будущее принадлежит двигателю внутреннего сгорания.

Крупным толчком в развитии легких транспортных паросиловых установок послужило появление в 1929—1948 гг. паровых автомобилей с прямоточными котлами высокого давления и с быстроходными паровыми машинами двухкратного расширения. Постройкой этих автомобилей была не только доказана возможность создания паросиловой установки высокого давления, которая по экономическим, весовым и габаритным показателям почти не отличалась от современных ей двигателей внутреннего сгорания, но и сломлена известная косность во взглядах на перспективы развития поршневых паровых машин. При этом прежде всего была установлена возможность резкого повышения числа оборотов поршневой паровой машины (с 200—300 до 1000—1500 об/мин), что в сочетании с применением высокоэнергетического пара

позволило значительно сократить ее габариты и вес, а также улучшить ее экономичность.

В период с 1928 по 1938 г. во многих странах были широко развернуты экспериментально-конструкторские работы по созданию и совершенствованию легких транспортных паросиловых установок высокого давления, работающих на жидком топливе. С 1934 г. начались поиски по созданию современных легких паросиловых установок, работающих на твердом топливе.

Первые серьезные исследования агрегатов легких транспортных паросиловых установок были проведены у нас, в Союзе. В период с 1934 по 1941 г. проводились балансовые испытания котельных агрегатов (НАМИ, МВТУ, МАИ и Харьковский механико-машиностроительный институт), работающих на жидком и твердом топливе. Эти испытания, особенно работы НАМИ, позволили создать методику расчета автомобильных прямоточных котлов высокого давления, работающих на жидком топливе, и вертикальных автомобильных котлов низкого давления, работающих на каменном угле (НАМИ).

В НАМИ, кроме этого, были начаты работы по переводу автомобильных прямоточных котлов на твердое топливо (каменный уголь и антрацит). В 1940 г. был спроектирован и построен первый прямоточный котел со скоростной топкой на антраците. Дальнейшие работы по переводу прямоточных котлов на твердое топливо были прерваны во время войны и возобновлены в 1946 г.

В предвоенные годы в НАМИ и МАИ были проведены стендовые испытания паровых машин высокого и низкого давления. Эти испытания позволили составить приближенное представление о тех процессах, которые совершаются в цилиндрах быстроходных паровых машин.

В предвоенные годы в НАМИ были также проведены первые ходовые испытания паровых автомобилей высокого и низкого давления. Они дали возможность составить определенное представление о тяговых и динамических характеристиках паровых автомобилей двух классов (легкового и паросиловой установкой высокого давления и тяжелого грузовика с паросиловой установкой низкого давления).

Проведенные во время второй мировой войны в Германии испытания паровых автомобилей низкого давления и прямоточных котлов высокого давления в значительной степени повторили работы, проведенные ранее у нас, в Союзе, а исследования в области тепловой работы котельных агрегатов там были выполнены в значительно меньшем объеме.

Наиболее крупной советской работой в области легких транспортных паросиловых установок в послевоенные годы является построение в НАМИ парового автомобиля для лесной промышленности с первой в мире шахтндрованой топкой оригинальной конструкции и с впервые примененной универсальной схемой размещения агрегатов паросиловой установки на шасси.

* * *

Настоящий краткий обзор общего состояния научных исследований по автомобилям показывает наши достижения в этой области, практическую их значимость в развитии автомобильной техники, ведущую роль и большой удельный вес советских исследований.

Имеющиеся достижения представляют собой только начало в решении крупнейших задач, поставленных перед учеными нашим правительством, великим Сталиным. Долг советских ученых еще успешнее работать над созданием более совершенных конструкций автомобиля, более простых, экономичных и высокопроизводительных технологических приемов их изготовления, добиваться новых успехов в области автомобильной науки.

Направляемые и вдохновляемые великими идеями Ленина—Сталина советские ученые обогатят нашу страну новыми научными открытиями и достижениями, которые поднимут отечественную автомобильную технику на еще более высокую ступень, что послужит в дальнейшем укреплению могущества нашей великой социалистической Родины

и минимальные пусковые обороты. Разницу в пуске следует объяснить различием энергии искровых разрядов, так как искрообразование в обоих случаях было бесперебойным.

В действительных условиях эксплуатации часто практикуется включение свечей с дополнительным искровым промежутком (на разрыв). При нормальных условиях пуска (без предварительного переобогащения смеси) существенной разницы в продолжительности пуска при включении свечей с дополнительным искровым промежутком и без него не наблюдается.

При предварительном переобогащении смеси дополнительный искровой промежуток значительно облегчал пуск. Для того чтобы выяснить причину этого явления, были проделаны опыты по сжиганию капли бензина, образовавшейся между электродами свечи с дополнительным искровым промежутком и без него. Между электродами свечи наносилась капля бензина и подавалось напряжение. После сгорания первой капли наносилась вторая, и опыт повторялся. Копоть, образующаяся при сгорании капель, не удалялась, свечи не продувались и не промывались.

Оказалось, что при включении свечи без дополнительного промежутка количество искрообразований, необходимое для уничтожения каждой новой капли, сильно возрастало. Уже после сгорания четвертой капли между электродами свечи образовался мостик из копоти, что приводило к перебою в искрообразовании.

При включении свечи с дополнительным искровым промежутком, равным 4 мм, получалось мало копоти. Наличие ее частиц в капле бензина не приводило к перебою в искрообразовании. Утечка не вызывала падения вторичного напряжения, развиваемого катушкой, и количество искр, необходимое для уничтожения каждой новой капли, оставалось неизменным.

Заключение

Пуск карбюраторного двигателя при низкой температуре сильно зависит от характера искрового разряда. В начальной стадии пуска смесь сильно обеднена и содержит частицы плохо распыленного жидкого топлива. От способности искры воспламенить такую смесь в значительной степени зависит длительность пуска или количество оборотов до него.

Энергия индуктивной и емкостной составляющей разряда сильно влияет на воспламеняющие свойства искры на этой стадии пуска.

Во время первых вспышек и при длительном проворачивании коленчатого вала с пусковыми оборотами жидкое топливо в большом количестве попадает в цилиндры двигателя. Образующиеся между электродами свечи капли жидкого топлива приводят к сильному переобогащению смеси в искровом промежутке. От способности искры воспламенить такую смесь зависит надежность пуска и понижение склонности двигателя к пересосам. Воспламеняющая способность искры на этой стадии пуска определяется в значительной мере величиной индуктивной составляющей разряда.

Чтобы пуск двигателя был хорошим, система зажигания должна не только развивать достаточно высокое вторичное напряжение (примерно 10—12 кВ), но и обеспечить на свече разряд с индуктивной составляющей необходимой энергии.

Схема зажигания должна быть спроектирована так, чтобы во время пуска компенсировалось падение первичного напряжения на клеммах катушки и тем самым обеспечивалась достаточная энергия искрового разряда.

Применение подобной схемы на автомобилях ГАЗ-51, М-20 и ЗИС-150 полностью себя оправдывает. Следует разработать подобные схемы и для 6-в систем электрооборудования; в этом случае могут быть применены катушки с дополнительной пусковой обмоткой.

Подача на свечи во время пуска серии последовательных разрядов от катушки с вибратором делает двигатель значительно менее склонным к пересосам, увеличивая тем самым надежность пуска при низких температурах.

Уменьшение зазора между электродами свечи облегчает возникновение капель и приводит к образованию мостиков из копоти при сгорании капель жидкого топлива, находящихся в искровом промежутке свечи. На образование капель влияет также форма электродов свечи. Свечи с закрытым искровым промежутком в этом отношении лучше, чем свечи с открытым искровым промежутком.

Дополнительный искровой промежуток делает двигатель менее склонным к пересосам при пуске. Он не только позволяет получить искру между электродами при нагаре на свече, но и предохраняет от возникновения перебоев при сгорании сильно переобогащенной смеси, содержащей капли жидкого топлива.

Наддув двигателей, работающих на генераторном газе

Канд. техн. наук Б. С. СИМОНОВИЧ

НАМИ

СЕРЬЕЗНО препятствует применению газогенераторных автомобилей значительное снижение мощности, сопутствующее переводу двигателей с бензина на генераторный газ.

В числе других способов компенсации потери мощности представляет интерес наддув. Мы исследовали применение его с целью повысить мощность автомобильных двигателей, работающих на генераторном газе.

Испытания показали, что при наддуве теплотворная способность смеси не меняется и что наддув от приводного объемного нагнетателя благоприятно влияет на мощность, коэффициент наполнения двигателя и удельный вес смеси.

Наддув двигателя может быть осуществлен по двум схемам: с расположением нагнетателя (по ходу газа) перед генераторной установкой или за ней.

В первом случае нагнетатель подает воздух в генератор и смеситель, и установка находится под избыточным давлением, во втором — нагнетатель засасывает газо-воздушную смесь из установки, создавая в ней разрежение. При работе по первой схеме нагнетатель не засоряется, скорости газа в проходных сечениях не увеличиваются, и связанные с этим потери напора возрастают незначительно.

Однако наличие избыточного давления в системе повышает требования к ее прочности и плотности. Испытания показали,

что эта схема может быть признана предпочтительной, ввиду чего речь будет идти только о ней.

Нами приняты следующие обозначения¹:

pT — параметры на входе в газогенераторную установку и перед воздушной заслонкой смесителя;

γ — удельный вес смеси при параметрах перед газогенератором;

p_a — давление в конце входа всасывания;

p_c — давление в конце хода выталкивания;

ΔT — подогрев (охлаждение) рабочего тела на пути от входа в установку до рабочего пространства двигателя;

Δp — сопротивление впускной системы, включая установку;

η_v — коэффициент наполнения относительно параметров у входа в установку;

V_h — литраж двигателя;

V_{hm} — теоретический объем нагнетателя за один оборот;

n — число оборотов двигателя в минуту;

n_n — число оборотов нагнетателя в минуту;

¹ В тексте индекс o характеризует работу без наддува; индекс k — работу с наддувом.

$i = \frac{n}{n_n}$ — передаточное число привода нагнетателя;
 m — кажущийся показатель политропы сжатия в нагнетателе;
 γ_{V_n} — коэффициент подачи нагнетателя;
 N_n — мощность нагнетателя.
 Полагаем известными

- 1) ε ; i ; $\gamma_{V_0} = f(n)$; $\psi = \frac{V_{h_i}}{V_h}$;
- 2) $N_n = f_1\left(\frac{p_k}{p_0}\right)_{n_n}$; $\gamma_{V_n} = f_2\left(\frac{p_k}{p_0}\right)_{n_n}$; m ;
- 3) $p_0 T_0$.

Тип нагнетателя избран трехлопастный объемный с $V_{h_n} = 4,6$ л. Характеристика его представлена на рис. 1 и 2.

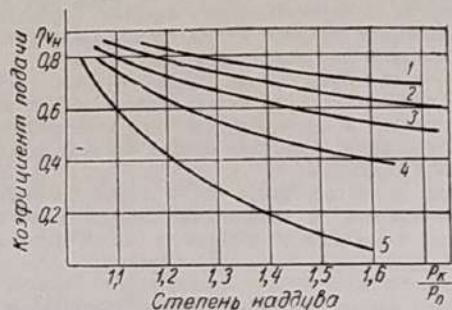


Рис. 1. Коэффициент подачи нагнетателя с $V_{h_n} = 4,6$ л.; n_n об/мин:

1 — 3000; 2 — 2500; 3 — 2000; 4 — 1500; 5 — 1000.

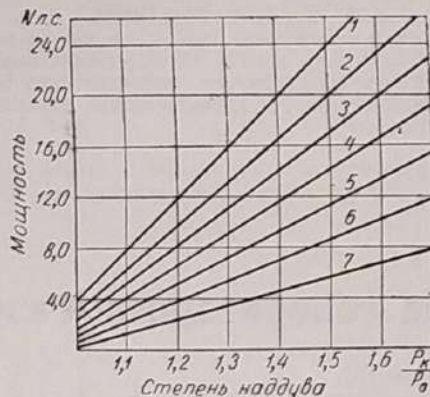


Рис. 2. Мощность, затрачиваемая нагнетателем с $V_{h_n} = 4,6$ л.; n_n об/мин:

1 — 4000; 2 — 3500; 3 — 3000; 4 — 2500;
 5 — 2000; 6 — 1500; 7 — 1000.

Теоретическое исследование

Коэффициент наполнения двигателя. Пользуясь известной формулой, можно выразить отношение коэффициентов наполнения четырехтактного двигателя с наддувом и без наддува как

$$\frac{\gamma_{V_k}}{\gamma_{V_0}} = \frac{\varepsilon - \frac{p_{rk}}{p_{a_0}} \cdot \frac{p_{a_k}}{p_{a_0}} \cdot \frac{p_0}{p_k} \theta}{\varepsilon - \frac{p_{rk}}{p_{a_0}}} \quad (1)$$

где температурный коэффициент

$$\theta = \frac{T_0 + \Delta T_0}{T_k + \Delta T_k} \cdot \frac{T_k}{T_0};$$

$$\frac{p_{rk}}{p_0} \approx \frac{p_{r_0}}{p_0} = A_2.$$

При неизменном числе оборотов $A_2 = \text{const.}$

Нетрудно показать, что сопротивление впускной системы с достаточной точностью может быть принято прямо пропорциональным исходному давлению¹, т. е.

$$\frac{\Delta p_k}{p_k} = \frac{\Delta p_0}{p_0};$$

$$\frac{p_{a_k}}{p_k} = \frac{p_{a_0}}{p_0} = A_1, \quad (2)$$

при этом для данного числа оборотов $A_1 = \text{const.}$
 Обозначим отношение

$$\frac{A_2}{A_1} = A.$$

С введением принятых обозначений уравнение (1) примет вид

$$\frac{\gamma_{V_k}}{\gamma_{V_0}} = \frac{\varepsilon - A \left(\frac{p_k}{p_0}\right)^{-1}}{\varepsilon - A} \theta. \quad (3)$$

Коэффициент A зависит от числа оборотов, в то время как коэффициент θ определяется в основном степенью наддува. Экспериментальные значения A и θ для двигателя ЗИС-120 представлены на рис. 3 и 4.

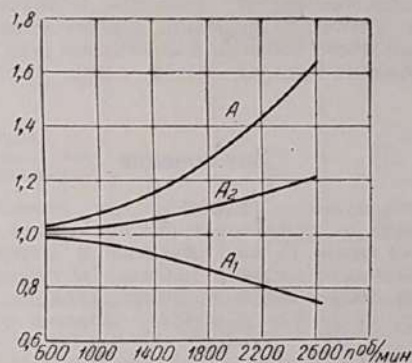


Рис. 3. Значения гидродинамического коэффициента A для двигателя ЗИС-120.

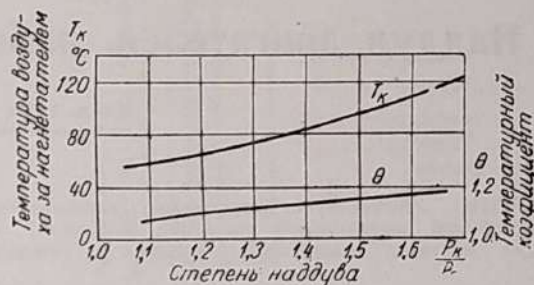


Рис. 4. Температурный коэффициент и температура воздуха за нагнетателем.

Зависимость между γ_{V_k} ; $\frac{p_k}{p_0}$ и γ_{V_n} . Для количества воздуха, засасываемого нагнетателем в минуту, и для количества смеси, забираемой в то же время двигателем, можно составить характеристические уравнения, отношение которых составит

$$\frac{p'_k}{p_0} = 2 \frac{g_2}{g_1} \frac{T'_k}{T_0} \frac{R_2}{R_1} \frac{\gamma_{V_n}}{\gamma_{V_k}} \cdot \frac{1}{i} \psi. \quad (4)$$

где g_1 — вес засосанного воздуха;

g_2 — вес смеси, поступившей в двигатель;

R_2 ; R_1 — соответствующие характеристические постоянные;

¹ Масленников, Авиационные двигатели, ч. I, 1946, стр. 106.

p'_k, T'_k — параметры смеси на входе в собственно двигатель, причем

$$p'_k < p_k; T'_k < T_k; g_2 > g_1.$$

Имеющийся экспериментальный материал позволяет считать, что

$$\frac{p'_k}{p_0} = \frac{T'_k}{T_0}.$$

Для генераторного газа среднего состава при среднем значении весового коэффициента сжатия 1,2 значение газовой постоянной смеси достаточно близко к значению газовой постоянной воздуха ($R_2 = 30,9$), что позволяет с соответствующей оговоркой принять $R'_1 = R_2$.

Что же касается увеличения веса, то оно составляет для установок автомобильного типа

$$\frac{g_2}{g_1} \approx 1,15.$$

Обозначив постоянные члены

$$C = \frac{2,3\psi}{i} \quad (5)$$

и исключив отношение температур

$$\frac{T_k}{T_0} = \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{m-1}{m}},$$

получим

$$\frac{p_k}{p_0} = \left[C \frac{\eta_{V_N}}{\eta_{V_K}} \right]^m. \quad (6)$$

Зависимость

$$\eta_{V_N} = f_2 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)_{n_N} \quad (7)$$

для нагнетателя с $V_{h_N} = 4,6$ л представлена на рис. 1.

Выражения (3), (6) и (7) позволяют составить систему уравнений, определяющую значения η_{V_K} , η_{V_N} и $\frac{p_k}{p_0}$ для данных ψ , i и n . Для последующего графического решения целесообразно свести ее к двум уравнениям, исключив из первых двух уравнений η_{V_K} :

$$\eta_{V_N} = f_2 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)_{n_N}; \quad (7)$$

$$\eta_{V_N} = \frac{\eta_{V_0}}{C} \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}} \cdot \frac{\varepsilon - A \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{-1}}{\varepsilon - A}. \quad (8)$$

Исследование функциональной зависимости (8) показывает, что она хорошо укладывается на прямой и почти не зависит от числа оборотов, что позволяет при графическом решении пользоваться при данном i одной прямой для любых чисел оборотов.

На рис. 5 представлена диаграмма, позволяющая определить η_{V_N} и $\frac{p_k}{p_0}$ для любого числа оборотов двигателя при различных передаточных числах привода нагнетателя.

Кривые, выходящие из верхнего левого угла диаграммы, представляют собой зависимость (7), перенесенную с рис. 1. Прямые изображают соотношение (8) при различных i . Пересечения их с кривыми (7) дают искомые решения. Соответствующими кривыми будут те, которые отвечают требованию $n_N = \frac{n}{i}$. Таким образом при некотором определенном передаточном числе решением для различных чисел оборотов будут

точки пересечения одной из прямых с рядом кривых соответствующих тому или иному числу оборотов.

Предлагаемый метод определения $\frac{p_k}{p_0}$, η_{V_K} и η_{V_N} позволяет решить и обратную задачу, т. е. определить передаточное число, необходимое для обеспечения желаемой степени наддува при том или ином числе оборотов двигателя.

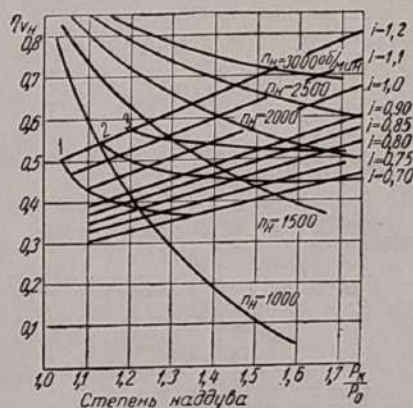


Рис. 5. Определение коэффициентов наполнения и степени наддува;
 n об/мин:
1 — 800; 2 — 1200; 3 — 1600.

Внешняя характеристика. Учтя сделанные замечания, можно представить отношение индикаторных мощностей с наддувом и без наддува следующим образом:

$$\frac{N_{ik}}{N_{i_0}} = \frac{\eta_{V_K}}{\eta_{V_0}} \cdot \frac{\gamma_K}{\gamma_0}. \quad (9)$$

Выражая отношения, стоящие в правой части, как функцию степени наддува, получим

$$\frac{N_{ik}}{N_{i_0}} = \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}} \cdot \frac{\varepsilon - A \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{-1}}{\varepsilon - A}. \quad (10)$$

Зная зависимость $\frac{p_k}{p_0} = f_3(n)$, нетрудно определить соответствующую индикаторную мощность и построить затем внешнюю характеристику работы с наддувом.

Полагаем известными:

- 1) внешнюю характеристику без наддува, т. е. $N_{e_0} = f(n)$;
- 2) механические потери в двигателе $N_T = f_4(n)$;
- 3) затрату мощности на нагнетатель $N_N = f_1 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)_{n_N}$.

Тогда эффективная мощность с наддувом

$$N_{e_k} = N_{i_k} - N_T - N_N. \quad (11)$$

Из анализа выражения (10) видно, что при прочих равных условиях повышение степени сжатия отрицательно влияет на отношение $K = \frac{N_{i_k}}{N_{i_0}}$ (рис. 6).

Иначе говоря, эффективность наддува тем выше, чем ниже степень сжатия¹.

Помимо построения внешней характеристики для работы с наддувом выражение (10) позволяет решить и обратную задачу, весьма важную практически, а именно определить передаточное число, необходимое для обеспечения желаемого

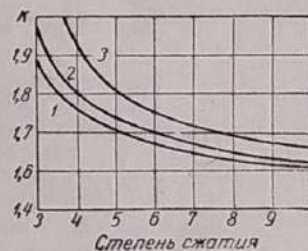


Рис. 6. Влияние степени сжатия на эффективность наддува.

$$\frac{p_k}{p_0} = 1,7;$$

$$F_0$$

$$n \text{ об/мин:}$$

$$1 - 800; 2 - 1600; 3 - 2400.$$

¹ Влияние ε на индикаторный к. п. д. имеет самостоятельное значение и здесь не рассматривается.

мого прироста мощности. Действительно, задавшись для данного двигателя значением прироста мощности, нетрудно установить требуемую для этого степень надува $\frac{P_k}{P_0}$ и подсчитать передаточное число i .

Диаграмма на рис. 7 составлена по этим выражениям для работы двигателя ЗИС-120 на генераторном газе с наддувом от нагнетателя с $V_{h_n} = 4,6$ л. Диаграмма позволяет определить степень надува при любом числе оборотов двигателя и любом передаточном числе, а также индикаторную мощность двигателя. Зная степень надува, можно по рис. 2 установить затраты на привод нагнетателя и по соотношению (11) найти эффективную мощность двигателя. На рис. 8 представлены найденные таким образом внешние характеристики двигателя ЗИС-120. Точки обрыва кривых характеризуют достижение степени надува $\frac{P_k}{P_0} = 1,7$, которая была принята в данном случае предельной. Возможность продления этих характеристик в зону высоких оборотов рассматривается ниже.

Рис. 7. Определение мощности при работе с наддувом

$i = \frac{n}{n_n}$ вызывает повышение мощности двигателя. Возникает вопрос о пределе и выгодном значении i .

Факторами, препятствующими выбору малых передаточных чисел, являются газоплотность системы, быстроходность нагнетателя и его характеристика.

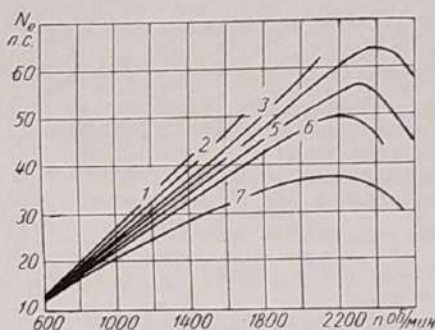


Рис. 8. Внешние характеристики двигателя ЗИС-120, переведенного на генераторный газ, с применением надува; значения i :

1—0,7; 2—0,8; 3—0,9; 4—1,0; 5—1,1; 6—1,2; 7—без надува.

Предлагаемый метод не предусматривает дополнительных мер повышения прочности установок. В отношении увеличения газоплотности предусмотрена замена обычной крышки газогенератора резьбовой. В силу этого целесообразно ограничиться степенью надува примерно 1,6—1,7, обеспечивающей газоплотность системы, что для работы двигателя ЗИС-120 с наддувом от нагнетателя с $V_{h_n} = 4,6$ л дает передаточное число $i = 1,0$.

Внешнюю характеристику при минимальном i , не дающую превышения принятой выше предельной степени надува (рис. 8), назовем предельной некорректированной характеристикой. Для рассматриваемого случая она получается при $i = 1,0$. Недостатком ее при работе грузового автомобиля

является малый относительный прирост мощности в зоне средних оборотов (1500—1600 в минуту). Действительно прирост мощности сравнительно с условиями работы без наддува составляет 18% при $n = 1000$ об/мин и 52% при $n = 2200$ об/мин. Между тем по условиям эксплуатации грузового автомобиля желательно иметь в зоне средних оборотов $n = 1500 \div 1600$ об/мин наибольший относительный прирост мощности и максимальный крутящий момент. Для этого уже при названном числе оборотов степень надува должна составлять $\frac{P_k}{P_0} = 1,6 \div 1,7$, что в свою очередь может быть

достигнуто путем соответствующего выбора передаточного числа i . Этому препятствует то обстоятельство, что передаточное число, обеспечивающее предельный надув в зоне средних оборотов, создает чрезмерное давление при высоких оборотах.

Изложенные соображения подводят к вопросу искусственной корректировки характеристики двигателя, т. е. создания условий, при которых давление за нагнетателем, достигнув при желаемых оборотах предельного значения, далее автоматически прекратило бы свой рост по оборотам двигателя.

Корректировка характеристики может быть осуществлена по двум принципиальным схемам (рис. 9).

По первой схеме *a* непосредственно за нагнетателем предусматривается клапан-корректор, выполненный и отрегулированный с таким расчетом, чтобы он открывался, когда давление за нагнетателем превысит установленное предельное значение. В дальнейшем подъем клапана обеспечивает неизменное давление за нагнетателем при любых оборотах. Вторая схема *б* основана на автоматическом дросселировании воздуха на входе в нагнетатель и предотвращении тем самым возрастания давления за нагнетателем при повышении числа оборотов. Два важных соображения заставляют считать первую схему более предпочтительной. Во-первых, вторая схема нуждается в специальном регуляторе, введение которого значительно усложнило бы конструкцию. Во-вторых, мощность, затрачиваемая нагнетателем при перепуске, меньше, нежели при корректировке путем дросселирования.

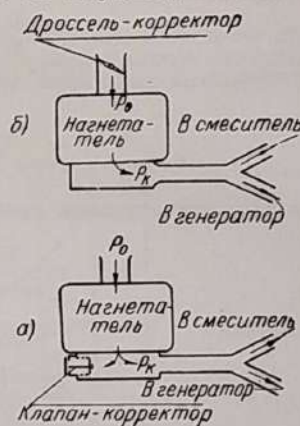


Рис. 9. Схемы корректировки.

Экспериментальное исследование

Установка. Были испытаны двигатели ЗИС-5 ($\varepsilon = 6,8$) и ЗИС-120 ($\varepsilon = 6,0$) с нагнетателями с $V_{h_n} = 3,44$ л и $V_{h_n} = 4,6$ л, приводившимися непосредственно от коленчатого вала двигателя при помощи клиноременной передачи.

Принцип действия установки по схеме рис. 10 изложен выше. Регулировка качества смеси осуществляется управляемым дросселем 10, количественное регулирование — дросселем 11. Включение и выключение надува производится золотником 12, выполненным заодно с клапаном-корректором 13. При закрытом золотнике система замкнута, и вся установка оказывается под избыточным давлением, — надув включен. В случае отсутствия необходимости повышения мощности окна золотника открываются, нагнетатель работает вхолостую, и в системе устанавливается некоторое разрежение, — надув выключен.

Управление золотником осуществляется при помощи педали акселератора. Дроссель газа и золотник включаются и выключаются последовательно в следующем порядке: желая увеличить мощность двигателя, надлежит сначала полностью открыть («выжать») дроссель газа, а затем, если этого недостаточно, дальнейшим движением педали повернуть золотник, т. е. включить надув. При обратном движении педали сначала выключается надув, а затем начинается прикрытие дросселя газа.

Показатели при работе без надува. Двигатель ЗИС-120 на генераторном газе без надува развивает до 45% первоначальной мощности.

Сопротивление газогенераторной установки достигает на максимальных оборотах 100 мм рт. ст., причем основная часть его падает на тонкий очиститель и смеситель. При температуре окружающей среды 20° температура газа перед смесителем равна 30—40°. Температура во впускном коллекторе, изменяясь в тех же пределах, с падением числа оборотов равномерно возрастает (рис. 11). Работа двигателя на газе характеризуется устойчивостью на всех режимах и большой мягкостью.

Давления при $n = 1600$ об/мин составляют

	На бензине	На газе
Максимальное в атм.	36	24
Среднее индикаторное в кгс/см²	8,1	4,5

Приведенные данные показывают, что автомобильные бензиновые двигатели при работе на генераторном газе позволяют форсировать их без риска перегрузки.

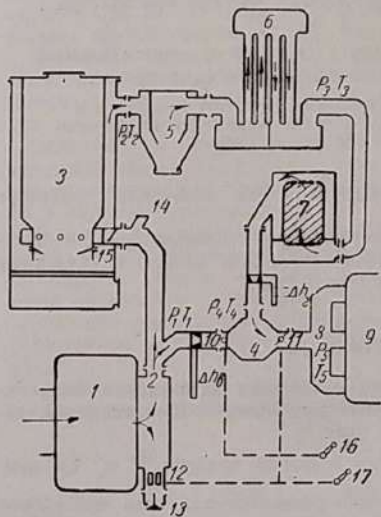


Рис. 10. Схема для работы на генераторном газе с наддувом.

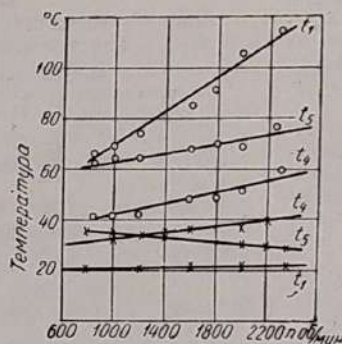


Рис. 11. Температура свежего заряда при работе с наддувом (линии с кружком) и без наддува (линии с крестом):

t_1 — температура воздуха перед газогенератором; t_2 — температура газа перед смесителем; t_3 — температура смеси в коллекторе.

Испытание с наддувом. Сопротивление установки возрастает со степенью наддува в линейной зависимости (рис. 12). При $\frac{P_k}{P_0} = 1,7$, оно больше чем при работе без наддува в 1,8 раза.

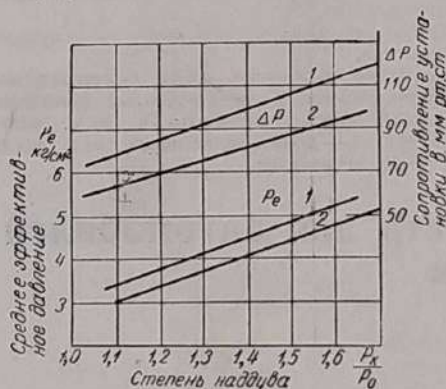


Рис. 12. Влияние наддува на сопротивление газогенераторной установки и среднее эффективное давление двигателя; n об/мин.
1 — 1400; 2 — 1600.

Давление в рабочем цилиндре двигателя в начале сжатия исследовалось путем снятия индикаторных диаграмм со слабой пружиной, показавших, что давление в начале сжатия

при 1600 об/мин удалось повысить посредством наддува с 0,9 до 1,46 атм, т. е. более чем в 1,6 раза.

Температура воздуха за нагнетателем мало зависит от числа оборотов нагнетателя и определяется в основном степенью наддува (см. рис. 4). При наддуве $\frac{P_k}{P_0} = 1,6 \div 1,7$ эта

температура достигала 110—120°. Но так как часть воздуха направляется в установку, где происходит нивелировка температур, на температуру газа перед смесителем наддув влияет очень слабо. Та же часть воздуха, которая поступает из нагнетателя непосредственно в смеситель, встречает там влажный газ, теряет на испарение тепло и охлаждается. Таким образом несмотря на достаточно высокую температуру за нагнетателем температура смеси в коллекторе не превышает 60—75°, что является также одной из положительных сторон описываемой системы наддува (рис. 11).

Температура выхлопных газов при наддуве возрастает, однако остается все же ниже, чем температура выхлопных газов при том же числе оборотов и работе на бензине.

На рис. 13 показано влияние наддува на коэффициент наполнения при различных передаточных числах. Видно, что в то время как без наддува коэффициент наполнения с увеличением числа оборотов неуклонно падает,

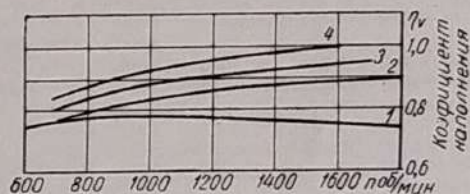


Рис. 13. Влияние наддува на коэффициент наполнения:

1 — без наддува; 2 — $i = 0,9$; 3 — $i = 0,8$; 4 — $i = 0,75$.

при наддуве он растет, причем в зоне средних оборотов этот рост весьма интенсивен, а затем с усилением нагрева рабочего тела в нагнетателе и элементах впускной системы двигателя замедляется.

Представленные на рис. 14 для сравнения индикаторные диаграммы, снятые при $n = 1600$ об/мин на бензине (2) и на генераторном газе с наддувом (3) и без наддува (1) показывают, во-первых, что при работе на генераторном газе наддув значительно повышает давления (в 1,5—2 раза), во-вторых, что максимальное давление при работе газа с наддувом лишь немного превосходит максимальное давление при работе на бензине; при этом более пологое нарастание давления свидетельствует о более мягкой

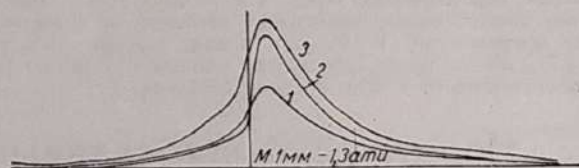


Рис. 14. Индикаторные диаграммы двигателя ЗИС-120, снятые при $n = 1600$ об/мин:

1 — на генераторном газе; 2 — на бензине; 3 — на газе с наддувом.

работе двигателя на газе, чем на бензине. Это позволяет считать, что применение наддува в указанных пределах не вызывает механической перегрузки двигателя.

В отношении среднего эффективного давления испытания позволили сделать два вывода:

- 1) используя нагнетатель с $V_{h_n} = 4,6$ л, можно добиться среднего эффективного давления, равного 82% от получающегося при работе на бензине;
- 2) значительный прирост мощности, а также наиболее выгодная внешняя характеристика с максимальным крутящим моментом требует применения корректирующего устройства.

На рис. 15 представлены средние эффективные давления при различных передаточных числах.

Кривая с $i = 1,0$ дает предельную некорректированную характеристику. Кривые с $i < 1,0$ сняты также без корректора, однако сняты их во всем диапазоне оборотов не удалось, и точки обрыва характеризуют достижение предельной степени наддува. Видно, что с уменьшением передаточного числа

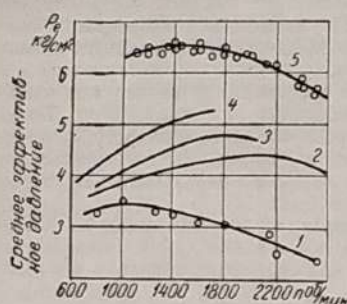


Рис. 15. Влияние наддува на среднее эффективное давление:

1 — генераторный газ без наддува; 2 — на генераторном газе с наддувом; 3 — $i = 1,0$; 4 — $i = 0,9$; 5 — $i = 0,75$; 5 — на бензине.

по протеканию, могла бы быть кривая с $i = 0,75$, если бы ее можно было продолжить в зону высоких оборотов. Такую возможность дает работа с корректором (см. выше).

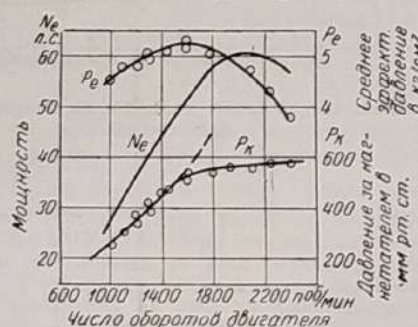


Рис. 16. Корректированная характеристика $i = 0,75$; $\frac{P_k}{P_0} = 1,7$.

При передаточном числе $i = 0,75$ и регулировке клапана-корректора на открытие при $\frac{P_k}{P_0} = 1,7$ была снята корректированная характеристика (рис. 16). Видно, что клапан-корректор предотвращает повышение давления за нагнетателем выше допустимого. В то же время передаточное число $i = 0,75$ обеспечивает достаточно большой относительный прирост мощности в зоне средних оборотов.

Такое количество моделей создает значительные трудности в производстве, особенно при изготовлении инструмента, переналадке автоматов и прессов, и является серьезным тормозом пуска поточных линий как производства деталей, так и сборки узлов и спидометров в целом.

Кроме того, конструкции выпускаемых спидометров всех моделей имеют весьма существенный недостаток — невозмож-

ность отрегулировать и проконтролировать зазор между катушкой и магнитом, необходимый во избежание задеваний катушки за магнит во время работы спидометра. Из-за нерациональной магнитной системы спидометров получается недостаточный крутящий момент вращения катушки, что вызывает необходимость применять слабые противодействующие волоски — пружинки; вследствие этого происходит колебание стрелки указателя скорости спидометров при движении машины, особенно на малых скоростях (до 40 км/час).

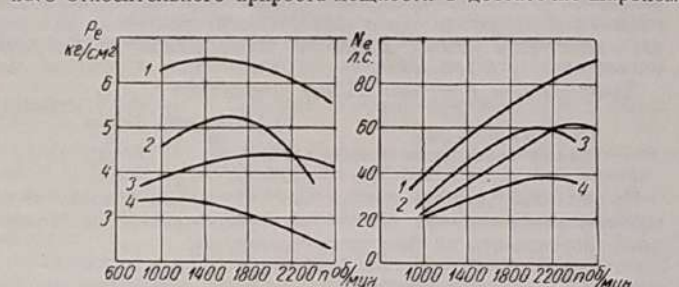


Рис. 17. Внешние характеристики и относительный прирост мощности при работе с наддувом:

1 — на бензине; 2 — на генераторном газе с наддувом и применением корректора; 3 — без применения корректора; 4 — на газе без наддува.

диапазоне наиболее ходовых оборотов двигателя грузового автомобиля.

Химический анализ и определение теплотворной способности проб газа позволяют заключить, что наддув в указанных пределах мало влияет на его состав.

Выводы

1. Наддув от приводного объемного нагнетателя является эффективным средством повышения мощности двигателей, работающих на генераторном газе.

2. В пределах небольших степеней наддува $\frac{P_k}{P_0} < 1,8$ приводной объемный нагнетатель позволяет получить при работе на генераторном газе прирост мощности двигателя, приблизительно равный степени наддува.

3. Получение наибольшего относительного прироста мощности и оптимальной характеристики требует применения корректирующего устройства.

4. Применение наддува в указанных пределах не вызывает термической и механической перегрузки двигателя сравнительно с условиями его работы на бензине.

5. Прочность испытанных газогенераторных установок достаточна для применения наддува всей установки. Обеспечение газоплотности требует замены прижимной крышки газогенератора резьбовой.

6. Эффективность наддува тем выше, чем меньше степень сжатия двигателя.

7. Целесообразно применять более быстроходные нагнетатели меньшего размера с шестеренчатым приводом, что позволяет, с одной стороны, повысить к. п. д. нагнетателя и привода, с другой — добиться большей надежности и компактности всего устройства.

Новый унифицированный спидометр для автомобилей и мотоциклов

П. А. ШМАКАЛОВ

Завод «Автоприбор»

В НАСТОЯЩЕЕ время завод «Автоприбор» выпускает спидометры пяти моделей: автомобильные спидометры трех моделей и мотоциклетные двух, в основном не унифицированных между собой.

Такое количество моделей создает значительные трудности в производстве, особенно при изготовлении инструмента, переналадке автоматов и прессов, и является серьезным тормозом пуска поточных линий как производства деталей, так и сборки узлов и спидометров в целом.

Кроме того, конструкции выпускаемых спидометров всех моделей имеют весьма существенный недостаток — невозмож-

ность отрегулировать и проконтролировать зазор между катушкой и магнитом, необходимый во избежание задеваний катушки за магнит во время работы спидометра. Из-за нерациональной магнитной системы спидометров получается недостаточный крутящий момент вращения катушки, что вызывает необходимость применять слабые противодействующие волоски — пружинки; вследствие этого происходит колебание стрелки указателя скорости спидометров при движении машины, особенно на малых скоростях (до 40 км/час).

Такими же недостатками обладают и все известные спидометры иностранных фирм.

12 наладчиков (не считая контролеров, административного персонала и ремонтно-инструментальных служб).

Обязанности обслуживающего персонала состоят в наблюдении за агрегатами, работающими автоматически, а также в своевременной подналадке и смене инструмента. Высокие качества режущего инструмента обеспечивают стойкость его в течение 2—6 смен работы. Таким образом третья смена является подналадочной, в течение которой производится смена инструмента по принудительному графику. Для сокращения времени на подналадку, в особенности токарно-много-резцовых станков, применяют сменные резцедержатели, настроенные в индикаторных приспособлениях заранее. Правка шлифовальных кругов на шлифовальных станках требуется не чаще 1—2 раз в 2 смены. Дежурное обслуживание оборудования в наладочные смены производят наладчики, ремонтные слесари и электрики.

В составе цеха имеются все вспомогательные службы, включая химическую экспресс-лабораторию для литейного и термического участков.

Приготовление специальных видов эмульсий для охлаждения режущего инструмента и шлифовальных кругов централизовано.

Снабжение эмульсией всех станков за исключением шлифовальных производится центральной циркуляционной установкой. Шлифовальные станки работают от индивидуальных охлаждающих систем.

Эффективность завода

Предварительные данные ЭНИМС об оборудовании первой очереди завода-автомата в сравнении их с данными 1950 г. действующего, но не автоматизированного, цеха по обработке тех же поршней указаны в табл. 2.

Сравнение приведено по сопоставимым основным показателям неавтоматизированного и автоматизированного производств при весьма близком общем объеме выпуска в цехах обоих типов. В таблице показатели неавтоматизированного цеха приняты за 100%.

Таблица 2

Наименование показателя	Проектные показатели линии 1-й очереди завода-автомата в процентах к данным неавтоматизированного цеха
Объем годового выпуска в натуральном выражении	85,7
Трудоемкость поршня	19,7
Производственная площадь цеха	72
Общее количество работающих в трех сменах	25,4
В том числе производственных рабочих (наладчиков и операторов)	17,2
Среднемесячный выпуск:	
а) на одного работающего	334
б) на одного производственного рабочего	504
Установленная мощность электрооборудования	90

Более чем пятикратное увеличение производительности труда и резкое сокращение числа производственных рабочих в цехе-автомате получено в результате полной комплексной автоматизации всех без исключения элементов технологического процесса обработки, межоперационной транспортировки и контрольных операций. Другим важным преимуществом нового оборудования является то, что многие встроенные в автоматическую линию станки и агрегаты могут работать вне линии и использоваться для самостоятельной работы на наших автомобильных заводах. Кроме того, линия может быть переналажена на выпуск поршней ремонтных размеров, а также на обработку поршней ГАЗ-ММ.

Создание первого в Советском Союзе завода-автомата является дальнейшим шагом в области повышения производительности труда, примером нового, коммунистического способа производства, который облагораживает труд рабочего и стирает грань между умственным и физическим трудом.

Информация

Испытание новых образцов газогенераторных автомобилей для древесного топлива

В 1949—1950 гг. проводились междуведомственные испытания опытных образцов газогенераторных автомобилей, предназначенных для работы на древесном топливе.

Цель испытаний состояла в выявлении технико-экономических показателей и надежности работы новых конструкций газогенераторных установок сравнительно с установкой ЗИС-21А. Испытывались автомобили Научно-исследовательского автомобильного и автомобильного института — НАМИ, Уральского автомобильного завода имени Сталина — УралЗИС, Центрального научно-исследовательского института механизации и энергетики лесозаготовок — ЦНИИМЭ, Ленинградской лесотехнической академии им. С. М. Кирова — ЛТА и автомо-

бильного управления при Совете Министров Латвийской ССР (конструкции инж. Крона). Из 19 автомобилей, принявших участие в испытаниях, шесть автомобилей было НАМИ-Г78, шесть автомобилей УралЗИС-4Г и два стандартных автомобиля УралЗИС-21А, которые работали на стандартных древесных чурках. Газогенераторы конструкции инж. Крон работали на древесных чурках повышенной влажности (до 60% абс). Один автомобиль с приспособлением ЛТА к газогенератору ЗИС-21А работал на древесных чурках любой влажности.

Кроме того, два автомобиля работали с газогенераторами ЦНИИМЭ-20 — для сырых дров длиной 0,5 м.

Газогенераторные установки автомо-

билей НАМИ и УралЗИС отличались от установки ЗИС-21А газогенераторами и системой очистки и охлаждения газа.

Газогенераторы этих установок обращенного процесса газификации, с полным обогревом бункера, пятифурменными камерами и колосниковыми решетками с качающейся центральной частью.

Газогенераторы НАМИ были снабжены камерами двух типов: сварной камерой со сменной вставкой из хромистого чугуна (рис. 1, а) и разборной со сменной конусной вставкой и стальной горловиной (рис. 1, б).

Газогенераторы УралЗИС имели сварные цилиндрические камеры с сваренными в них стальными конусными вставками (рис. 1, в).

Грубая очистка и охлаждение газа у автомобилей НАМИ-Г-78 и Урал-ЗИС-4Г осуществлялась в отдельных агрегатах в отличие от ЗИС-21, у которого грубая очистка и охлаждение газа производились одним агрегатом.

Газогенераторные установки ЦНИИМЭ и конструкции инж. Крон отличались от установки ЗИС-21А только устройством газогенераторов. Система очистки и охлаждения газа в этих установках аналогична системе ЗИС-21А.

Газогенератор обращенного процесса с полным обогревом бункера конструкции инж. Крон имеет сварную конусную камеру газификации с двумя фурмен-

ЗИС-21А с приспособлением для газификации сырых чурок. Это приспособление состоит из специального вентилятора для нагнетания воздуха в газогенератор и устройства для ввода в него выхлопных газов двигателя, подсушивающих находящиеся чурки в бункере. Пары влаги, продукты сухой перегонки топлива и выхлопные газы двигателя вытесняются из газогенератора в атмосферу через отверстие в крышке. Литая из стали камера газификации ЗИС-21А показана на рис. 1, е.

Условия испытаний. Междо-ведомственные испытания газогенераторных автомобилей проводились на вы-

нялись березовые дрова 80% абсолютной влажности.

При пробеге в 1000 км автомобили работали на сосновых чурках и дровах. Средняя влажность сосновых чурок была 23%, сосновых дров — 75%.

В качестве вспомогательного топлива применялся бензин второго сорта. Для смазки двигателей использовали автол 10.

Результаты испытаний. 16 автомобилей из 19 прошли, выполнив программу испытаний по 8000 км каждый (кроме обкатки — 1000 км), из них 4000 км с грузом. Каждый двигатель работал в среднем 500 час.

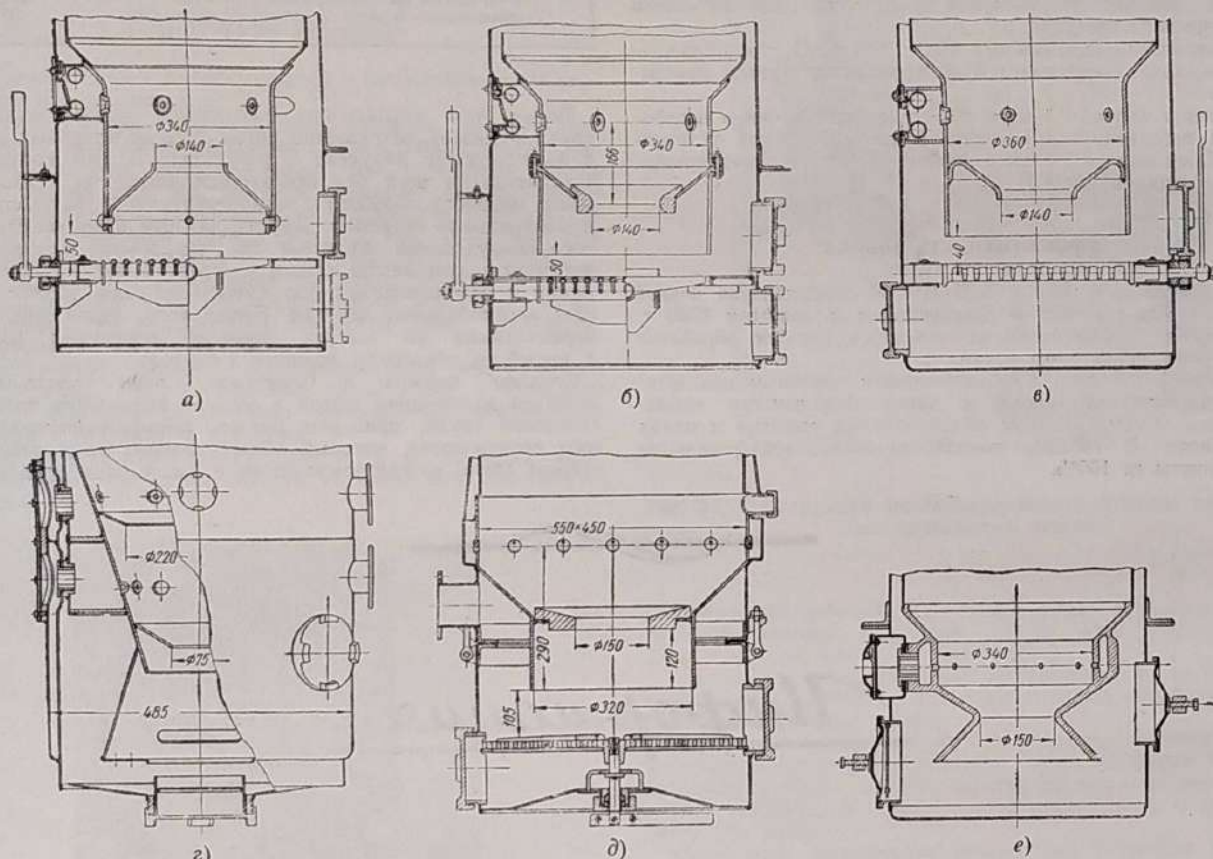


Рис. 1. Схемы камер газификации газогенераторов: а, б — НАМИ-Г-78; в — УралЗИС-4Г; г — инж. Крон; д — ЦНИИМЭ-20; е — ЛТА.

ными поясами и двумя приваренными конусными вставками из жароупорной стали (рис. 1, г).

Газогенератор ЦНИИМЭ-20 прямоугольной формы, обращенного процесса газификации, без обогрева бункера. Прямоугольная, сваренная из листовой стали камера газификации имеет 16 фурм. К нижней цилиндрической камере газификации приварены планки, на которых свободно лежит чугунный квадратный вкладыш с круглой горловиной (рис. 1, д).

Воздух подается в зону газификации специальным нагнетателем, приводимым в действие от двигателя. При этом пары влаги и продукты сухой перегонки топлива вытесняются в атмосферу через нагнетатель в крышке бункера.

Газогенераторная установка ЛТА представляет собой обычную установку

возке дров и деловой древесины с нагрузкой по нормам Министерства лесной и бумажной промышленности. Они начались 16 августа 1949 г и были закончены 1 февраля 1950 г.

Автомобили базировались на автобазе лесозащиты при безгаражном хранении.

Среднее расстояние вывозки 22—25 км. Дороги — лесные, проселочные, с резкими поворотами, большей частью с глубокой колеи и выбоинами, без значительных подъемов. Почва супесчаная.

В качестве топлива применялись березовые чурки.

Автомобили НАМИ и УралЗИС работали на чурках 24% абсолютной влажности (естественной сушки), автомобили ЛТА — в среднем на чурках 80% и для автомобилей инж. Крон пользовались чурками 50% абсолютной влажности. Для автомобилей ЦНИИМЭ приме-

Средний расход топлива автомобилями НАМИ-Г-78, УралЗИС-4Г и ЗИС-21А при работе без прицепа, на 100 км пробега составлял 134 кг березовых чурок, при работе с прицепом — 194 кг сосновых чурок.

Средний расход топлива автомобилями ЦНИИМЭ-20 при работе без прицепа (на сырых березовых дровах длиной 500 мм) и ЛТА (на березовых чурках из свежесрубленной древесины) пересчитан на абсолютно сухую древесину этот расход был на 40% больше, чем у автомобилей, работающих на сухом топливе.

Автомобиль с газогенератором конструкции инж. Крон, работающий на березовых чурках повышенной влажности (51%), расходовал в среднем 142 кг чурок на 100 км пробега.

Динамические качества автомобилей на шоссе довольно близки между собой. Максимальная скорость с хода на однокilометровом горизонтальном участке достигала 53—59 км/час, кроме автомобиля с газогенератором конструкции инж. Крон, который имел скорость 41,8 км/час. Скорость движения с места на этом участке достигала 35—40 км/час. Скорость на подъеме (длина подъема 400 м, угол подъема 4,5°) достигала 15—18 км/час.

Пусковые качества. В зимнее время, перед пуском двигателя, в его систему охлаждения заливалась горячая вода, картерное масло подогревалось жаровней, всасывающий коллектор — факелом.

Для розжига газогенераторов и запуска двигателей на газе затрачивалось от 5,5 до 9 мин., только для автомобилей с газогенераторами конструкции инж. Крон время розжига газогенератора и пуска двигателя составляло 13 мин.

Расход бензина на один пуск двигателя зимой (после ночных стоянок) для автомобилей НАМИ, ЗИС-21А, автомобилей с газогенераторами конструкции инж. Крон составил в среднем 1,12 л. Автомобили ЦНИИМЭ и ЛТА расходovali от 2,0 до 2,1 л бензина. Увеличение расхода бензина этими автомобилями вызвано работой автомобильного двигателя, приводящего в движение (при розжиге) нагнетающего вентилятора газогенератора.

Наименьший расход бензина (0,75 л) при запуске двигателей был у автомобилей УралЗИС-4Г.

Запуск двигателей после непродолжительных стоянок у всех автомобилей производился на газе, за исключением автомобилей ЦНИИМЭ-20, у которых 45% пусков горячих двигателей производится на бензине (вследствие невозможности пуска на газе) с последующим переходом на газ.

Для всех испытанных автомобилей продолжительность пуска горячего двигателя была равна 3 минутам при одинаковом числе включений стартеров.

Износ деталей двигателей. На всех испытываемых автомобилях были установлены новые двигатели ЗИС-21А конвейерной сборки.

Данные микрометража показывают, что износ деталей двигателя автомобилей НАМИ-Г78 и автомобилей с системой очистки ЗИС-21А (ЗИС-21А, ЛТА, ЦНИИМЭ-20 и конструкции инж. Крон) практически одинаков.

Среднее из максимальных значений износа цилиндров двигателей шести автомобилей с системой очистки ЗИС-21А составляет 0,107 мм на 10 000 км пробега, у шести автомобилей НАМИ-Г78 — 0,109 мм. Износ цилиндров двигателей автомобилей УралЗИС-4Г составляет 0,203 мм, почти в два раза выше, чем у первых двух групп двигателей.

В таком же примерно соотношении находится износ поршневых колец и канавок поршней.

Исходя из этих данных, следует считать, что качество очистки газа у автомобилей НАМИ и у автомобилей с системой очистки ЗИС-21А — одинаковое. У автомобилей УралЗИС-4Г качество очистки значительно уступает первым двум группам.

Средний расход масла двигателями на доливки составил 0,8—1,87 л на 100 км пробега.

Содержание кокса в отработанном масле составляет от 1,4 до 2,6%, содержание золы от 0,12 до 0,58% и механических примесей от 0,27 до 0,83%.

Разрежения газогенераторной установки и температуры газа замерялись при движении автомобилей по шоссе, на прямой передаче с грузом в 2,5 т, при установившемся режиме. Разрежение перед смесителем у всех испытанных автомобилей кроме автомобиля с газогенератором конструкции инж. Крон (у которого оно равнялось 100—195 мм рт. ст.) было практически одинаковым и составляло от 30 до 50 мм рт. ст.

Температура газа перед смесителем, замеренная при работе на березовых чурках и температуре окружающего воздуха от +2 до -4°С колебалась в пределах 18—30°С.

Обслуживание газогенераторных установок. Время, затрачиваемое на очистку элементов газогенераторной установки на 1000 км пробега для автомобилей НАМИ, УралЗИС-4Г, ЦНИИМЭ-20 и ЗИС-21А, колеблется от 1 до 1,5 часа. Для автомобилей ЛТА с газогенератором конструкции инж. Крон это время составляло 2—3 часа.

Благодаря наличию колосниковых решеток у газогенераторов НАМИ и УралЗИС-4Г время, затрачиваемое на очистку зольника, составляет всего 3—4 мин.

Очистка грубых очистителей газа (циклонов) и автомобилей НАМИ и УралЗИС-4Г значительно проще по сравнению с очисткой грубых очистителей у автомобилей ЗИС-21А. Время, затрачиваемое на очистку грубого очистителя ЗИС-21А, составляет 20 мин., а на очистку циклонов НАМИ и УралЗИС — всего 3 мин.

При испытании автомобилей в зимнее время после ночных стоянок при безгаражном хранении, а иногда и во время движения автомобилей были случаи замерзания тонких очистителей газа. Наибольшее количество этих случаев было у автомобилей с установками НАМИ. Только у одного автомобиля НАМИ и у автомобилей ЦНИИМЭ-20 замерзания тонких очистителей газа при движении не наблюдалось.

Поломки и неисправности газогенераторных установок во время испытаний. Наибольшее число поломок и неисправностей во время испытаний было у автомобилей ЦНИИМЭ-20. Наиболее серьезные из них — трещины в фурменном поясе топливника (у обоих газогенераторов). Наблюдалось разрушение прокладок между верхней и нижней частями газогенератора, а также прогорание пилантовых соединений. Кроме того, неоднократно выходили из строя нагнетатели. Этот дефект характерен также и для автомобилей ЛТА.

В газогенераторах конструкции инж. Крон часто выгорала зона газификации. В одном из газогенераторов появились трещины в месте приварки жароупорной вставки к камере газификации. На автомобилях УралЗИС-4Г было четыре случая поломок газопровода от тонкого очистителя к смесителю.

На автомобилях НАМИ-Г78 поломки не было, но на одном из шести автомобилей лопнул сварочный шов трубы, соединяющей циклон с охладителем.

Состояние газогенераторных установок после испытаний. Камеры газификации газогенераторов всех автомобилей за исключением НАМИ (сварных с литыми вставками из хромистого чугуна и сварных разборных) и одной камеры газогенератора ЦНИИМЭ-20, которая ремонтировалась в процессе испытаний, после испытаний имели различные дефекты. В колосниковых решетках газогенераторов УралЗИС-4Г обнаружена деформация подвижной части решетки и прогар неподвижной.

В газогенераторах ЦНИИМЭ-20 обнаружена деформация плоских стенок корпуса. Два корпуса газогенераторов УралЗИС-4Г получили трещины в местах приварки опорных угольников. Корпусы газогенераторов других автомобилей дефектов не имели.

Грубые очистители и циклоны всех установок не имели дефектов за исключением циклонов УралЗИС-4Г (имеющих ненадежное крепление отражательных дисков).

Оценка конструкций. С точки зрения размещения элементов газогенераторной установки на автомобиле наиболее удачными являются модели НАМИ-Г78А и ЗИС-21А, имеющие компактное размещение агрегатов установки и наименьшую длину трубопроводов.

Размещение элементов газогенераторных установок НАМИ-Г78В и УралЗИС-4Г менее удачно. Расположение охладителя газа перед радиатором привело к удлинению трубопроводов.

Размещение элементов газогенераторных установок в конструкции инж. Крон, ЦНИИМЭ-20 и ЛТА идентичны с установкой ЗИС-21.

Колосниковые решетки в газогенераторах НАМИ-Г78, УралЗИС-4Г и ЦНИИМЭ-20 упрощают и облегчают очистку зольника, повышают культуру обслуживания газогенераторного автомобиля. Резьбовые люки газогенератора, исключая подсосы воздуха, увеличивают срок службы камер газификации.

Вынос шва бункера из корпуса газогенератора в установках НАМИ-Г78 и УралЗИС-4Г предохраняет двигатель от засмоления в случае разрушения шва фланца бункера.

Наиболее удачны конструкции сварных камер автомобилей НАМИ-Г78А и НАМИ-Г78Б с литыми вставками из хромистого чугуна. Как показали испытания, эти две камеры оказались практически равноценными.

Ремонтоспособность сварной камеры выше, чем камеры ЗИС-21А, в смысле возможности производства неоднократных ремонтов.

Камера газификации газогенератора конструкции инж. Крон очень сложна, неремонтоспособна, тяжела, вес ее на 50 кг больше, чем у камеры газогенератора ЗИС-21А, и, как показали испытания, недолговечна.

Газогенератор ЦНИИМЭ-20 имеет следующие недостатки: сложная конструкция (сопряжение цилиндрической и прямоугольной частей, неудачное выпол-

нение соединений верхней и нижней частей газогенератора, разрушения прокладок и поломки ушков болтов крепления), деформация стенок газогенератора, нижний отбор газа, вызывающий большее количество уносов в очистители и прогар шлангов, нижний привод приспособ-

д) наличием качающейся колосниковой решетки в газогенераторе, исключая перезарядку камеры газификации древесным углем, отчего расход древесного угля в эксплуатации резко снижается, а уход за генератором упрощается;

е) наличием циклона, позволяющего отказаться от перфорированных пластин для грубой очистки газа, что упрощает обслуживание в эксплуатации;
ж) герметичностью резьбовых люков газогенератора, большими дорожными просветами и рядом других особенно-

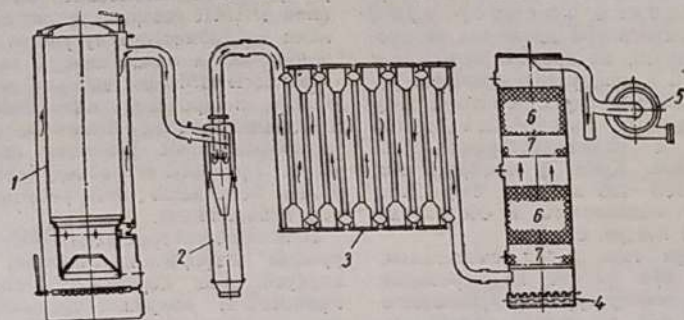


Рис. 2. Схема газогенераторной установки НАМИ-Г78А:

1 — газогенератор; 2 — циклон; 3 — охладитель; 4 — тонкий очиститель; 5 — вентилятор розжига; 6 — хвойные иглы; 7 — металлические кольца.

соединений для очистки колосниковой решетки, значительный вес (на 80 кг больше, чем у автомобиля ЗИС-21А), необходимость частой загрузки бункера через каждые 18—20 км и тщательной укладки дров в генераторе, что неудобно для обслуживающего персонала в санитарном отношении.

Грубые очистители в установке ЗИС-21А, выполняющие функцию охлаждения газа, в установках НАМИ-Г78 и УралЗИС-4Г заменены циклоном и охладителем газа.

Циклоны по качеству работы практически равноценны грубым очистителям ЗИС-21А.

Циклон НАМИ, по сравнению с циклоном УралЗИС, дает лучшую очистку газа.

Весовые данные газогенераторных установок следующие:

	Общий вес в кг	Вес металла в кг	
ЗИС-21А	518	518	эталон
НАМИ-Г78А	375	355	32% экономии
НАМИ-Г78В	361	349	33% "
НАМИ-Г78В	380	380	27% "
УралЗИС-4Г	402	402	23% "
Констр. инж. Крон	567	567	10% перерасхода
ЦНИИМЭ-20	626	626	21% "
ЛТА	551	551	6% "

Учтя результаты межведомственных испытаний, Уральский автозавод совместно с НАМИ разработал конструкцию новой газогенераторной установки (УралЗИС-352), опытные образцы которой изготавливаются для контрольных испытаний. При создании газогенераторной установки УралЗИС-352 была принята за основу установка НАМИ-Г78А. Эта установка отличается следующими преимуществами по сравнению с установкой ЗИС-21А:

- меньшим весом;
- способностью работать на сырых чурках;
- наличием специального приспособления для запуска в зимних условиях;
- долговечностью и простотой ремонта камеры газификации;

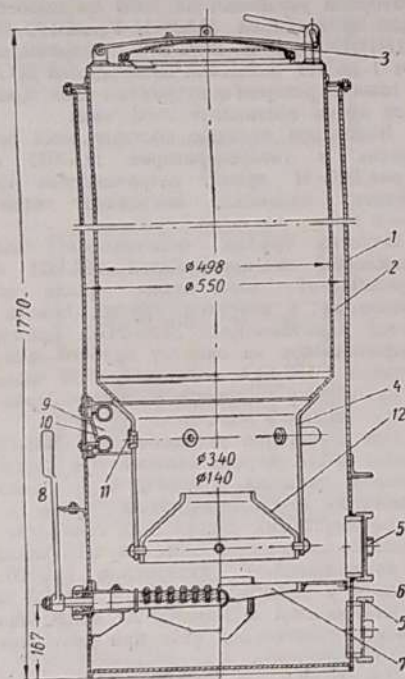


Рис. 3. Газогенератор НАМИ-Г78А:

1 — корпус; 2 — бункер; 3 — крышка; 4 — камера газификации; 5 — резьбовые люки; 6 — неподвижная решетка; 7 — качающаяся решетка; 8 — рукоятка привода решетки; 9 — воздухоотделительная коробка; 10 — обратный клапан; 11 — фурмы; 12 — сменная вставка камеры газификации.

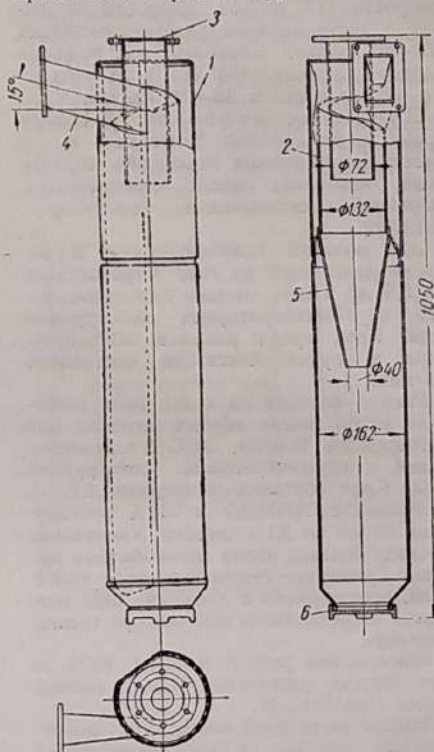


Рис. 4. Циклон газогенераторной установки НАМИ-Г78А, Б, В:

1 — корпус; 2 — рабочая камера; 3 — патрубок выхода газа; 4 — патрубок входа газа; 5 — конус для направления частиц пыли в пылесборник; 6 — резьбовой люк.

стей, способствующих надежности работы газогенераторного автомобиля и простоте его обслуживания в эксплуатации;

з) применением более надежного электрооборудования.

Ниже приведено описание газогенераторной установки НАМИ-Г78А, показавшей на испытаниях по сравнению с остальными установками лучшие результаты.

Газогенераторная установка НАМИ-Г78А, схема которой показана на рис. 2, состоит из газогенератора, циклона (грубый очиститель газа), охладителя газа, тонкого очистителя газа и вентилятора розжига.

Газогенератор (рис. 3) состоит из корпуса, сваренного из 2-мм листовой стали, и бункера с приваренными к нему загрузочным люком с крышкой и камерой газификации.

Корпус имеет два резьбовых люка: нижний — для очистки зольника, верхний — для закладки древесного угля вокруг камеры и для очистки этого пространства (в случае необходимости).

Сварная колосниковая решетка состоит из неподвижной кольцевой части и качающейся центральной. Бункер сварной из стали толщиной 2 мм. Цилиндрическая камера газификации свар-

ная, неразборная, из листовой стали толщиной 8 мм. К пяти фурмам (диаметром 13 мм) через распределительную коробку с обратным клапаном по четырем отдельным трубкам подводится воздух. Сменная вставка (с диаметром отверстия 140 мм) неподвижно укреплена на четырех пальцах, приваренных головками к наружной стороне камеры газификации. Вставка камеры литая из хромистого чугуна.

Розжиг генератора осуществляется через обратный клапан распределительной коробки.

Циклон (рис. 4) состоит из стального сварного корпуса (диаметром 162 мм). Внутри верхней части корпуса находится рабочая камера, выполненная в виде спирали с углом подъема 15°. Эта спираль расположена вокруг выходного патрубка. Тангенциальный входной патрубок расположен также под углом 15° и приварен непосредственно к спирали рабочей камеры. К рабочей камере циклона приварен конус, по которому выпадающие частицы пыли попадают в пылесборник. У пылесборника имеются люки для очистки.

Сварной охладитель газа расположен на крыше кабины водителя и состоит из 11 последовательно соединенных труб диаметром 63,5 мм. Для очистки труб от осаждающейся в них пыли служат люки с крышками.

Тонкий очиститель газа представляет собою стальной сварной корпус с при-

варенными к нему входным и выходным патрубками. Внутри корпуса расположена распределительная коробка и две решетки. Газ проходит через прорези

уровня конденсата имеется специальное отверстие.

Вентилятор розжига с электромотором 135 вт и напряжением 12 в.



Рис. 5. Автомобиль ЗИС-НАМИ-Г78А

нижней части, где касается поверхности воды, частично очищаясь при этом от пыли. Затем газ проходит через два слоя древесной сетки, лежащие на металлических кольцах, и выходит через патрубок. Очиститель имеет 4 люка для загрузки, промывки металлических колец и древесной сетки. Для ограничения

Общий вид газогенераторного автомобиля ЗИС-НАМИ-Г78А показан на рис. 5.

Г. Г. ТЕРЗИБАШЬЯН, З. И. ЛЕЙБЗОН
НАМИ

МЕХАНИЗАЦИЯ УБОРКИ МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ СТРУЖКИ НА СТАЛИНГРАДСКОМ ТРАКТОРНОМ ЗАВОДЕ

СТАЛИНГРАДСКИЙ тракторный завод внедрил установку для механизированной переработки металлической стружки и погрузки ее в железнодорожные вагоны.

Стружка в механических цехах собирается в специальный ящик-сборник, приспособленный для перевозки его автокарой с подъемной площадкой.

Ящики-сборники устанавливаются у каждого участка механического корпуса и по мере заполнения их стружкой подаются автокарой в отделение механизированной переработки.

Попавшая на площадку тележки скипового подъемника 1, ящик-сборник с мелкой стружкой закрепляется на ней специальными захватами и по наклонным путям 2 поднимается вверх, где опрокидывается, высыпая стружку в бункер 3.

После разгрузки ящик-сборник с тележкой возвращается вниз, и автокара доставляет его на прежнее место, в механический корпус.

Так бункера 3 и 4 заполняются чугуном и стальной стружкой.

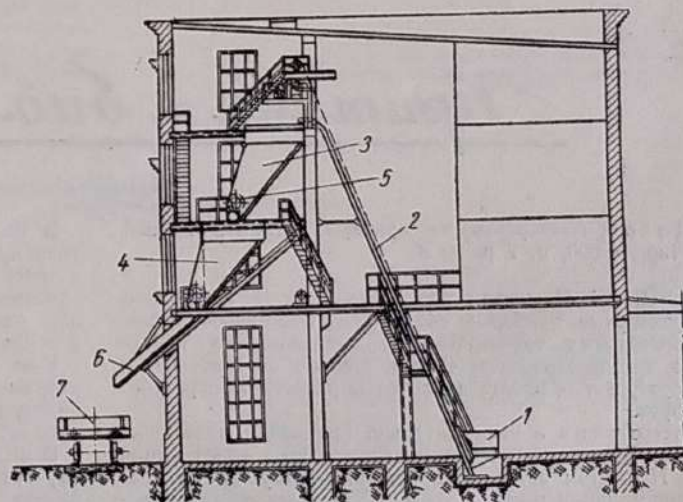
Витая стальная стружка привозится также в ящиках-сборниках в отделение механизированной переработки стружки, только вначале в дробильное отделение, где ссыпается в приемную воронку стружкодробилки.

Стружка, смоченная маслом и эмульсией, освобождается от них путем предварительного отстаивания в ящиках-

сборниках, имеющих днища с отверстиями.

Разгрузка бункеров, наполненных стружкой, производится через переднюю стенку, подвешенную на петлях, при

Управление подъемными механизмами установки для механизированной уборки и обработки стружки производится при помощи пульта, находящегося на нижнем этаже здания.



этом ручной штургал освобождает эксцентрики 5. Дальше, по специальному наклонному лотку 6 стружка ссыпается на платформу вагона 7.

В результате применения этой установки высвобождены двое рабочих, выполнявших ранее работу по уборке и переработке этой стружки.

Лауреат Сталинской премии В. А. КАРГАПОЛОВ, П. А. БИРИН
Сталинградский тракторный завод

Таблица 2

Себестоимость точного литья складывается из следующих элементов (в %):

Основные материалы	1,2
Электроэнергия	7,1
Зарплата основных рабочих	25,7
Инструмент	1,6
Модельно-формовочные материалы	31,4
Цеховые расходы	33,0

Из этих данных видно, что затраты на основные материалы и электроэнергию составляют лишь незначительную часть в себестоимости точных отливок, поэтому они не оказывают существенного влияния на себестоимость литых деталей. Основными статьями расхода являются цеховые расходы, зарплата и вспомогательные материалы. В процессе дальнейшего освоения производства они будут систематически снижаться.

Применение метода точного литья для изготовления 11 деталей топливной аппаратуры позволило снизить среднюю трудоемкость их механической обработки на 54,6% (табл. 1), высвободить 56 металлорежущих станков, 560 производ-

Таблица 1

Снижение трудоемкости механической обработки в результате внедрения точного литья

Наименование детали	Номер детали	Трудоемкость механической обработки детали в мин.		Снижение трудоемкости в %
		из поковки	из отливки	
Толкатель	16-043	24,90	16,0	35,0
Поводок	16-060	15,90	1,9	88,0
Вилка	17-009	50,90	18,4	63,0
Упор	17-024	14,40	7,1	50,0
Крестовина	17-033	52,10	22,7	56,0
Груз	17-042	27,40	12,3	55,0
Тяга	17-058	21,83	8,9	59,0
Призма	17-063	14,98	8,7	41,5
Кронштейн	17-011	18,46	4,2	79,0
Шлицевая втулка	17-094	36,32	29,0	20,0
Корпус форсунки	16-150	37,60	—	—
Среднее	—	—	—	54,6

Высвобождение оборудования и площадей, сокращение производственного цикла изготовления деталей и экономия металла при внедрении точного литья

Наименование детали	Номер детали	Количество сокращенных операций	Количество высвобожденных станков в шт.	Экономия площади в м ²	Экономия металла на одну деталь в г
Толкатель	16-043	3	4	40	160
Поводок	16-060	5	10	100	33
Вилка	17-009	4	3	30	75
Упор	17-024	3	2	20	15
Крестовина	17-033	10	9	90	145
Груз	17-042	12	11	110	180
Тяга	17-058	5	2	20	—
Призма	17-063	6	3	30	30
Кронштейн	17-011	2	1	10	5
Шлицевая втулка	16-094	1	2	20	839
Корпус форсунки	16-150	7	9	90	258
	—	58	56	560	—

ственных площадей и сократить производственный цикл на 58 операций (табл. 2). Наибольшее снижение трудоемкости достигнуто при изготовлении толкателя, вилки, крестовины и поводка насоса.

Внедрение процесса точного литья дало возможность использовать для изготовления деталей вместо качественного проката отходы производства. Экономия металла при изготовлении 11 деталей топливной аппаратуры составляет 47% от веса металла, расходуемого при кузнечном производстве заготовок тех же деталей. Метод точного литья особенно эффективен в производстве малогабаритных деталей сложной конфигурации, изготавливаемых обычно из поковки, и менее эффективен в производстве тел вращения, которые более целесообразно изготавливать на станках-автоматах.

Дальнейшее расширение производства точного литья, реконструкция цеха, организация систематических исследований по усовершенствованию процесса позволят резко повысить его экономичность. Процесс точного литья будет служить основным методом изготовления деталей топливной аппаратуры и аналогичных деталей в других отраслях промышленности.

Конструирование Исследования Испытания

Газогенераторные тракторы ГБ-58 и ГТ-58

И. Н. ВЕЛИЧКИН, В. Г. ЮДУШКИН, М. Д. АРТАМОНОВ
НАТИ

СОВЕТСКИЙ Союз обладает огромными энергетическими ресурсами. Почти каждая область располагает местными запасами топлива в виде угля, торфа или древесины. Использование этих видов топлива в качестве заменителей нефтяных продуктов является важной народнохозяйственной задачей. До последнего времени топливом для газогенераторных тракторов служила древесная чурка. Это ограничивало область их применения районами, богатыми древесиной. Кроме того, двигатели газогенераторных тракторов имели мощность, примерно на 13—15% меньшую, чем жидкотопливные двига-

тели того же литража, что снижало производительность тракторов на 20—30%.

Коллективами работников Отдела газогенераторных тракторов НАТИ и СКБ Сталинградского тракторного завода на базе ДТ-54 созданы два газогенераторных трактора: ГБ-58, работающий на битуминозных топливах, и ГТ-58, работающий на тощих топливах.

Чтобы получить такие же тяговые усилия, как у ДТ-54, нужно было добиться сведения к минимуму потерь мощности двигателя. Литраж в этом случае не мог быть увеличен,

так как пришлось бы отказаться от ряда деталей шатунно-поршневой группы двигателя Д-54. Применение наддува было нецелесообразно из-за необходимости введения сложного по конструкции агрегата — нагнетателя.

Для уменьшения потерь мощности улучшено наполнение цилиндров, улучшен рабочий процесс и увеличены обороты двигателя. Эти мероприятия обеспечили устойчивую мощность двигателя Г-58 (50 л. с.), работающего на генераторном газе из древесных чурок. Мощность нового двигателя

Таблица 1

Литровая мощность двигателей, работающих на генераторном газе из древесных чурок

Марка трактора	Марка двигателя	Литровая мощность в л. с./л
ЧТЗ-СГ60	СГ-60	3,00
ЧТЗ-СГ85	МГ-17	3,88
СХТЗ-Г58У	СХТЗ-ГГ	4,43
ХТЗ-Т2Г	ХТЗ-Д2Г	6,03
ГБ-58	Г-58	6,70

Таблица 2

Тяговое усилие на крюке при работе на стерне (в кг)

Передачи	ДТ-54	ГБ-58 и ГТ-58
1-я	2919	2810
2-я	2160	2070
3-я	1788	1700
4-я	1486	1395
5-я	1003	920

всего на 7,4% меньше мощности двигателя Д-54, а при использовании газа из других топлив можно получить равную или даже большую мощность. В табл. 1 даны сравнительные данные по тракторным двигателям, работающим на генераторном газе из древесных чурок.

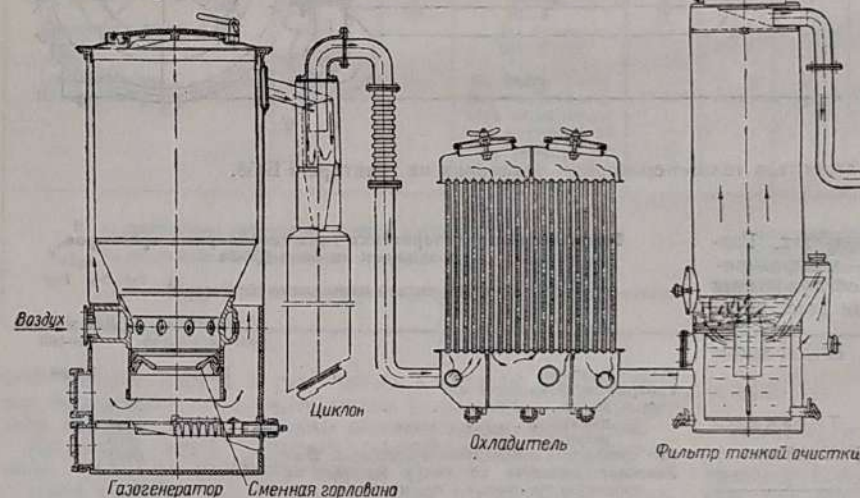


Рис. 1. Схема газогенераторной установки трактора ГБ-58.

Для компенсации потерь тяговых усилий пришлось снизить скорость движения трактора на 6%, что было достигнуто путем изменения передаточного числа главной передачи с 2,56 до 2,93. В результате тяговые усилия на крюке трактора ГБ-58 незначительно отличаются от тяговых усилий трактора ДТ-54 (табл. 2).

Схема газогенераторной установки для трактора ГБ-58 приведена на рис. 1. Для трактора ГТ-58 схема отличается только газогенератором, который показан на рис. 6. Установки имеют почти полностью унифицированные системы очистки и охлаждения газа.

Топливом для трактора ГБ-58 служат чурки твердых и мягких пород древесины и торфобрикеты. Для газификации этого вида топлива разработан газогенератор, работающий по обратному процессу газификации с использованием тепла генераторного газа для обогрева топлива в бункере. В камере газификации установлены соответствующие горловина и качающаяся колосниковая решетка.

В качестве топлива для трактора ГТ-58 применяется уголь из древесины твердых и мягких пород и полукос. Газификация этих топлив осуществляется в газогенераторе прямого процесса с паровоздушным дутьем.

Агрегаты очистки и охлаждения газа обоих тракторов различаются только объемом пылесборников грубых очистителей (циклонов).

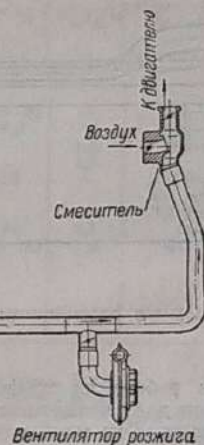
Для грубой очистки газа применен новый тип циклона НИОГАЗ-НАТИ, имеющий более высокий коэффициент очистки, чем циклоны, применявшиеся ранее на тракторах ЧТЗ-СГ65 и ХТЗ-Т2Г. Один циклон типа НИОГАЗ-НАТИ обеспечивает улавливание 85—90% проходящей через него пыли, в то время как два циклона трактора ХТЗ-Т2Г удерживают только 50—65% пыли.

Охладитель газа радиаторного типа мало отличается от охладителя трактора ХТЗ-Т2Г. Меньшее пылесодержание газа, проходящего через охладитель в новых тракторах, дало возможность сделать этот агрегат четырехходовым. Охладитель, сварной, без разъемного соединения сердцевин с баками, имеет увеличенную поверхность охлаждения.

Для очистки газа применен фильтр, работающий по принципу глубокого барботажа. Верхняя часть фильтра заполнена насадкой из металлических колец, в нижней части создана кольцевая полость для обогрева барботажной жидкости теплом поступающего газа. Подогрев барботажной жидкости необходим для предотвращения замерзания ее в холодное время года.

Обычно в качестве барботажной жидкости применяется вода. Это приводит к тому, что при газификации сухих топлив вода в фильтре испаряется и ее необходимо систематически пополнять. Так как полукос, древесный уголь и торфобрикеты относятся

именно к таким топливам, то было решено применять для них в качестве барботажной жидкости отработавшее картерное масло.



Как показали проведенные исследования, применение масла улучшает очистку газа и предохраняет металлические кольца от коррозии.

На газогенераторных тракторах устанавливается пусковой двигатель ПД-10, который помимо запуска основного двигателя производит розжиг топлива в газогенераторе. Для этого к редуктору пускового двигателя присоединен центробежный вентилятор розжига.

На рис. 2 показано размещение агрегатов газогенераторной установки на тракторе ГБ-58 (на тракторе ГТ-58 агрегаты газогенераторной установки размещены аналогично).

Генератор 1 расположен за кабиной трактора с левой стороны. Монтаж газогенератора произведен таким образом, чтобы обеспечить наиболее удобный подход ко всем местам обслуживания его в эксплуатации: для загрузки топлива, заливки воды, очистки зольника и т. д.

Циклон 2 находится с левой стороны кабины и прикреплен непосредственно к корпусу газогенератора. От циклона по левой стороне трактора проходит газопровод к охладителю.

Охладитель газа 3 расположен впереди водяного и масляного радиаторов. От нижнего бака охладителя по правой стороне трактора идет труба к фильтру.

Фильтр 4 размещен за кабиной с правой стороны; в этом заключается основное отличие общей компоновки тракторов ГБ-58 и ГТ-58 от компоновки трактора ХТЗ-Т2Г, где фильтр находится между кабиной и двигателем. Такое расположение фильтра тонкой очистки позволило упростить его конструкцию.

Фильтр соединен со смесителем 5 газопроводом, идущим по правой стороне трактора. Вентилятор розжига 6 соединен с газопроводом перед смесителем. Выпускной патрубок вентилятора выведен наружу. Агрегаты газогенераторной установки соединены газопроводами 7.

Управление качающейся колосниковой решеткой газогенератора для битуминозных топлив вынесено в кабину трактора. Кронштейн 8 рычага управления установлен на полу кабины, справа от рычага педали муфты сцепления.

Для контроля за изменением сопротивления газогенератора

и системы очистки на щитке приборов установлены два вакуумметра 9, показывающие разрежения за газогенератором и перед смесителем. Показание вакуумметра за газогенератором позволяет своевременно пользоваться качающейся колосником.

По данным тормозных испытаний, после 1200 час. работы газогенераторов в условиях зимы на древесном угле, торфобрикетах и древесных чурках были получены следующие значения к. п. д. газосиловой установки тракторов (табл. 3).

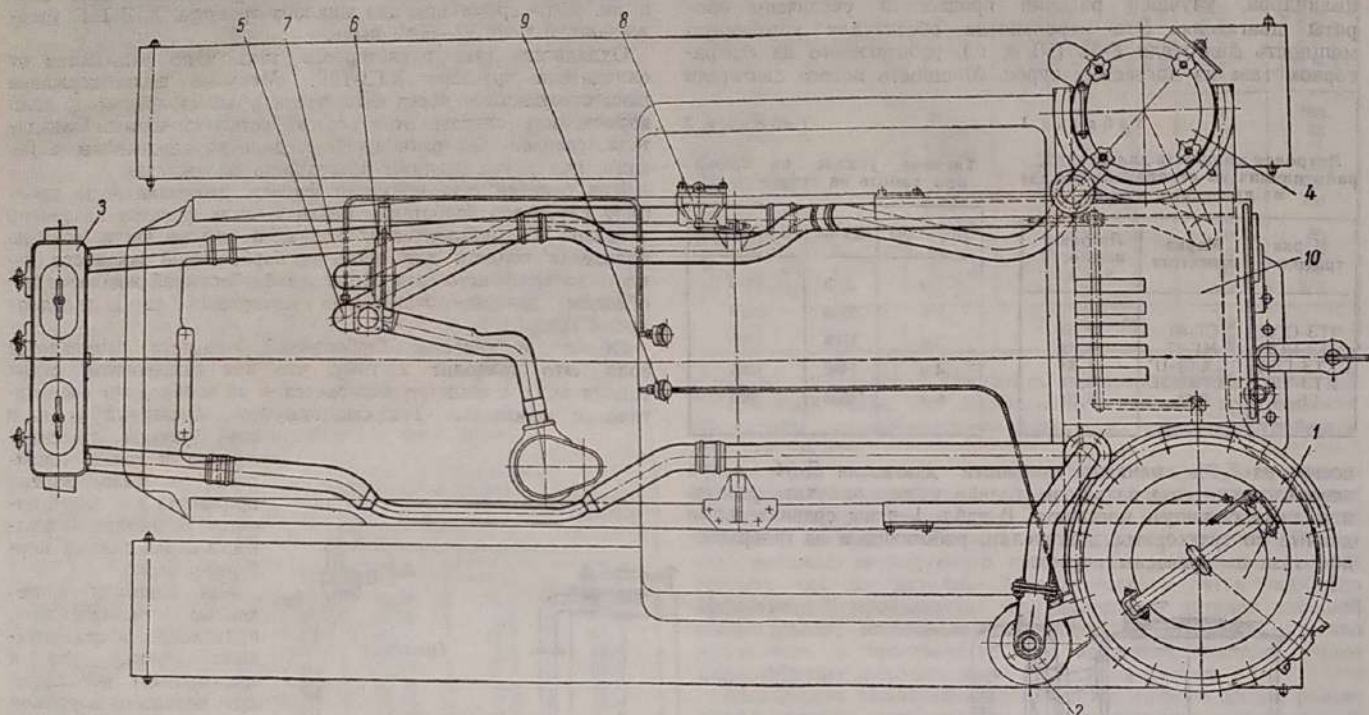


Рис. 2. Схема размещения агрегатов газогенераторной установки на тракторе ГБ-58.

вой решеткой, особенно при работе на торфобрикетах. Разность показаний вакуумметров дает возможность контролировать состояние системы очистки. Для удобства обслуживания газогенератора и фильтра сзади трактора, на раме газогенератора, устроена загрузочная площадка 10.

Запас топлива хранится на крыше кабины в специальном ящике.

Таблица 3

Характеристика топлива и к. п. д. газосиловой установки тракторов

Процесс газификации	Вид топлива	Характеристика топлива					
		W^p , %	A^c , %	Q_n^2 , ккал/кг	Q_n^p , ккал/кг	E_e , л. с. ч.	η_e , %
Прямой	Древесный уголь	4,3	2,7	6620	6220	0,444	22,8
Опрокинутый	Торфобрикет (тоотсинские)	11,5	5,2	5140	4350	0,970	15,0
	Древесные чурки мягких пород (сосна)	7,4	0,9	4119	4330	0,826	18,6
	Древесные чурки твердых пород (береза)	14,5	0,8	4560	3670	0,934	18,5

Примечание. W^p — влажность рабочего топлива; A^c — зольность сухой массы; Q_n^2 — теплотворная способность горючей массы топлива (низшая); Q_n^p — теплотворная способность рабочего топлива (низшая); E_e — удельный расход топлива на 1 л. с. ч.; η_e — к. п. д. газосиловой установки.

Техническая характеристика газогенераторных тракторов, созданных на базе ДТ-54

(указаны только измененные параметры)

	Для битуминозных топлив	Для тощих топлив
Марка трактора	ГБ-58	ГТ-58
Габаритные размеры в мм:		
длина		3900
высота		2640
ширина		1870
Вес трактора в заправленном состоянии в кг		5850
Удельное давление на почву (среднее на проекцию гусеницы) в кг/см ²		0,47
Скорости движения (расчетные без учета буксования) в км/час:		
1-я передача		3,38
2-я "		4,37
3-я "		5,11
4-я "		5,92
5-я "		7,43
задний ход		2,26
Марка двигателя	Г-58	
Тип двигателя	газовый четырехтактный с воспламенением смеси от электрической искры	
Мощность при оборотах коленчатого вала 1400 в минуту в л. с.	50—52	53—57
Степень сжатия	8,5	8,5
Система зажигания	от магнето	от магнето
Расход топлива на 1 л. с. в кг/час:	0,85—0,93	0,45—0,6
	древесной чурки	полукокса
	0,8—0,97	0,42—0,45
Газогенератор	торфобрикетов опрокинутого процесса	древесного угля прямого процесса
Продолжительность работы трактора без догрузки топлива в бункер в час	1,0—1,5	2,5
	на древесных чурках	на полукоксе
	3,0	1,25—1,5
	на торфобрикетах	на древесном угле
Грубый очиститель	циклон	
Охладитель	трубчатый, четырехходовой	
Тонкий очиститель	с глубоким барботажем, с насадкой из металлических колец	

Топливо

Необходимость обеспечения двигателя бессмольным генераторным газом требует применения для газификации битуминозных топлив с содержанием летучих в горючей массе от 28 до 85%, обратного процесса газификации и в связи с этим повышенных качеств топлива.

В транспортных газогенераторах могут сравнительно легко газифицироваться следующие виды топлива с малым содержанием летучих: древесный уголь, каменноугольный полукокс и антрацит.

Древесный уголь как отход производства имеется в значительных количествах в лесохимической промышленности; возможно получение его из отходов, образующихся при разделке древесины в лесной промышленности.

Вследствие малого насыпного веса (180 кг/м^3) древесный уголь не является транспортабельным топливом, поэтому он может быть использован в районах, расположенных близко к его производству. Однако при брикетировании насыпной вес

не должно превышать 1%, зольности рекомендуется допускать не более 7%. Таким содержанием зольности обладают антрациты марки АП, АК и в некоторых случаях АМ.

Перед использованием антрацита в качестве топлива для тракторов необходимо его дробление до размера 6—13 мм. Дробление сравнительно легко производится в щековых дробилках для каменей. Такая подготовка может быть осуществлена на МТС.

Указанным требованиям по зольности и содержанию серы удовлетворяют антрациты многих месторождений.

В табл. 4 приведены основные технические условия на различные виды топлива согласно требованиям ГОСТ. На торфобрикеты даны временные технические условия, предлагаемые НАТИ.

Наибольший интерес для сельского хозяйства представляют торфобрикеты. Развернувшееся в стране в послевоенные годы производство торфобрикетов позволяет рассчитывать на широкое использование этого вида топлива для тракторных газогенераторов.

Таблица 4

Технические условия на топливо для тракторных газогенераторов

Виды топлива	№ ГОСТ	Класс	Размер кусков в мм	Сорт	W ^p %	A ^c %	V ^z %	S ^c общ. %	Насыпной вес в кг/м ³	Содержание мелочи в %	Температура плавления зольности в °C
Древесный уголь	4635-49	II	20—40	—	12	3,4	13—25	—	160—180	5	—
Полукоксы	4597-49	—	10—40	—	9	8	9,0	1	450—550	5 ¹	—
Антрацит	4578-49	I	25—13	I	—	7	—	1,0	900—1000	5 ²	Не ниже 1200
Древесные чурки	2720-43	II	13—6	II	—	10	—	1,5	—	—	—
Торфобрикеты	—	—	Не более 60×50×50	—	18	—	85	—	250 (сосна) 320 (береза) 220 (ель)	—	—
Бурные угли	—	—	Не более 70×70	—	15—18	8	70	0,2	980	10 ³	Не ниже 1250
			Нормы Министерства автомобильной и тракторной промышленности		35	до 8	28—40	1,0	400—600	10	—

V^z — содержание летучих в горючей массе;

S^c общ. — содержание общей серы в сухой массе.

W^p, A^c, V^z, S^c общ. и содержание мелочи указаны по верхнему пределу.

¹ куски размером менее 6 мм;

² куски размером менее 10 мм;

³ мелочь размером менее 10 мм. Допускается 50% расщепленного брикета; степень разложения торфа не ниже 30%.

угля увеличивается в 5 раз. Работы в области брикетирования проводились с положительными результатами Центральным научно-исследовательским лесохимическим институтом.

Древесный уголь содержит незначительное количество зольности, совсем не содержит серы и обладает высокой реакционной способностью. Удельный расход его на 1 л. с. ч. не превышает 450 г. Стоимость тонны древесного угля — 100 руб. При производительности трактора ГТ-58, равной 0,65 га/час, стоимость его на гектар составит 3,5 руб. При 1000 час. работы в год расходует 20—23 т древесного угля.

Полукоксы также являются отходом производства; свойства его зависят от качества коксующегося угля. Небольшим содержанием серы, зольности и летучих отличается Журицкий полукоксы. Он вполне удовлетворяет техническим требованиям к полукоксу, приведенным в табл. 4.

Организованная на заводе-поставщике промывка полукокса позволит снизить зольность сухой массы до 5—6%. Насыпной вес полукокса составляет 450—550 кг/м³ в зависимости от его влажности. Отпускная стоимость полукокса — 100 руб. за тонну. Расход в час не превышает 450 г/л. с.

Экономичность работы трактора на полукоксе и древесном угле одинакова, но преимуществом полукокса является больший насыпной вес и связанная с этим меньшая потребность в емкостях для хранения, а также более продолжительная работа трактора без догрузки топлива в газогенератор, что сокращает потери времени на простои трактора в 2—3 раза.

Антрацит как топливо для тракторных газогенераторов не применялся, несмотря на более низкую его стоимость. Трудность очистки генераторного газа из антрацита от сернистых соединений, вызывающих коррозию, и низкая температура плавления зольности препятствуют использованию антрацита для тракторных газогенераторов. На практике установлено, что содержание общей серы в сухом топливе для тракторов

Газогенератор АГ

Газогенератор АГ, предназначенный для газификации сухих древесных чурок и торфобрикетов, работает по обратному процессу газификации с использованием тепла генераторного газа для обогрева топлива в бункере.

По своей принципиальной схеме он не отличается от обычных тракторных и автомобильных газогенераторов. Однако ряд конструктивных особенностей его позволяет использовать различные битуминозные топлива с содержанием летучих от 28 до 85%. Схема газогенератора представлена на рис. 3.

Газогенератор АГ имеет следующие особенности. В камере газификации введена сменная горловина двух типов для газификации древесных чурок и торфобрикетов и изменено крепление камеры к корпусу газогенератора. Установлена подвижная колосниковая решетка, имеющая различную форму для обоих видов топлива. Стенки корпуса в зоне излучения тепла из камеры экранированы. Введены два боковых люка с резьбовыми крышками. Изменено запорное устройство загрузочного люка. Размеры газогенератора увеличены для создания большего запаса топлива в бункере и уменьшения сопротивления прохождению газа вокруг камеры при газификации торфобрикетов.

Камера газификации, комбинированная, сварная, состоит из литого воздушного пояса с приваренным к нему цилиндром. На шпильках, приваренных к цилиндру, устанавливается опорное кольцо с канавкой, в которой создается герметичное уплотнение горловины. Для надевания на шпильки в опорном кольце имеются боковая кольцевая выточка и прорези в нижнем буртике. Кольцо при установке поворачивается на 22,5°.

Для создания герметичности и отвода тепла от горловины канавка опорного кольца и кольцевое пространство между

ней и цилиндром камеры заполняются раствором огнеупорной глины с жидким стеклом.

Горловины применяются различных размеров и конфигураций: для древесных чурок — диаметром 150 мм с малой конусностью, для торфобрикетов — диаметром 175 мм с большой конусностью.

Увеличение срока службы камеры достигается алитированием по новому ускоренному методу, предложенному т. Гординовым (Оргавтопром).

Введение опорного кольца позволяет установить горловину с необходимой точностью по высоте от фурменного пояса.

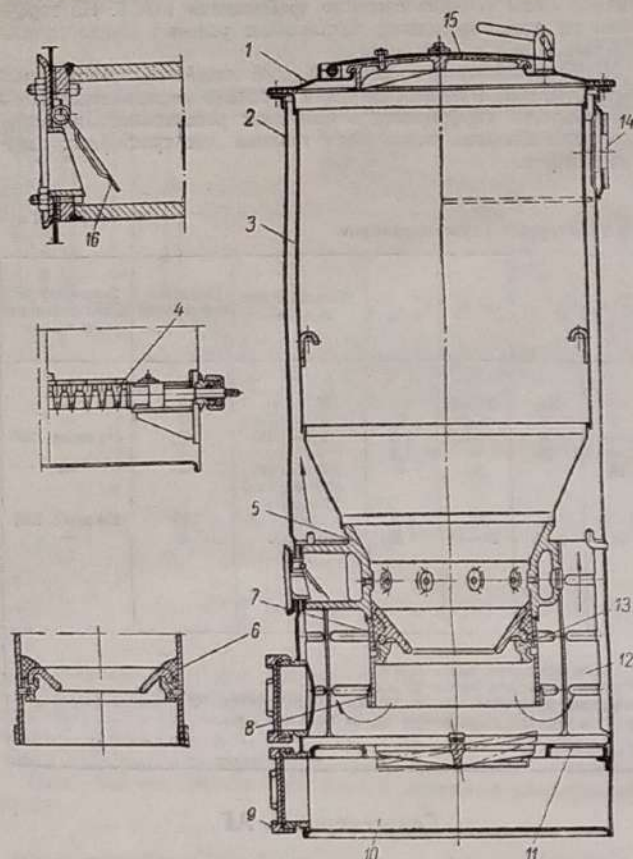


Рис. 3. Газогенератор АГ для битуминозных топлив:

1 — горловина бункера; 2 — корпус; 3 — бункер; 4 — колосниковая решетка; 5 — воздушный пояс камеры; 6 — горловина для древесных чурок; 7 — горловина для торфобрикетов; 8 — цилиндр камеры; 9 — зольниковый люк; 10 — зольник; 11 — боковая решетка; 12 — экран; 13 — опорное кольцо; 14 — газоотборный патрубок; 15 — загрузочный люк; 16 — обратный клапан.

создает подвижность соединения при температурных деформациях цилиндра камеры, а уплотнение раствором огнеупорной глины препятствует проникновению смолистых газов по периферии камеры. В этом преимущество новой конструкции камеры. Опорное кольцо служит оправкой в период остывания камеры и обеспечивает сохранение цилиндричности ее корпуса.

Сменная горловина устанавливалась ранее в камере газогенераторов НАТИ Г69-1 и ОА. В новой описываемой модификации, как выявили государственные испытания, она показала хорошие свойства. Коробление стенок цилиндра камеры газификации при работе на торфобрикетах не превышает 5 мм после 1200 час. работы.

В тракторных газогенераторах ХТЗ-Т2Г и ЧТЗ-СГ65 колосниковые решетки неподвижные. В связи с этим требовалась прочистка колосников, что было сопряжено с открытием зольникового люка и затрудняло работу тракториста. Срок службы решетки не превышал 500—600 час. В газогенераторе АГ введены центральная качающаяся колосниковая решетка и боковые неподвижные решетки, отделяющие в нижней части газогенератора зольниковое пространство. Для древесных чурок применяется плоская качающаяся решетка, для торфобрикетов — крышеобразная, с тремя шуровочными

выступами (рис. 4). Управление качающейся решеткой производится из кабины трактора. Подвижная решетка необходима для воздействия на слой торфококса в камере газификации, сильно уплотняющийся и увеличивающий сопротивление проходу газов в процессе длительной работы.



Рис. 4. Крышеобразная качающаяся колосниковая решетка газогенератора АГ для торфобрикетов.

При газификации торфобрикетов периодически через 20—30 мин. приходится производить шуровку слоя торфококса. При этом в зольник сбрасывается торфококс с зольностью 50—60%.

Значительный нагрев стенок корпуса вследствие излучения тепла раскаленными стенками камеры и местные нагревы корпуса, происходящие из-за неравномерного движения газов вокруг камеры, вызвали необходимость экранирования стенок корпуса. Экран состоит из 8 отдельных секций, подвешенных на крючки, приваренные к корпусу. Нижние кромки секций экрана удерживаются боковыми решетками от выпадения. Срок службы секций превышает 1200 час.

Техническая характеристика газогенератора АГ

Диаметр корпуса в мм.	650
Габаритная высота в мм.	1680
Диаметр бункера в мм.	600
Расходный объем бункера в л.	220
Запас для непрерывной работы в кг:	
древесных чурок из твердых пород	70
древесных чурок из мягких пород	55
торфобрикетов	120
Диаметр камеры в мм.	350
Число фурм	10
Диаметр фурм в мм.	12
Высота активного слоя в мм.	270
Расстояние между камерой и решеткой в мм.	80
Диаметр горловины в мм:	
для древесных чурок	150
для торфобрикетов	175
Емкость зольника в л.	50
Сухой вес газогенератора в кг.	270
Напряженность горения по фурменному поясу в ккал/м ² час:	
на древесных чурках	1,9 · 10 ⁶
на торфобрикетах	2,009 · 10 ⁶
Условная скорость воздуха в фурмах в м/сек.	15,6
Расход газа при полной нагрузке двигателя в м ³ /час	92

При стендовых испытаниях в НАТИ газогенератора АГ с плоской решеткой на торфобрикетах Тоотсинского завода (Эстонская ССР) с содержанием золы в сухой массе 4,9%, влажностью рабочего топлива 14,9% и содержанием летучих в горючей массе 72,4% были получены следующие результаты:

Мощность двигателя ГД-50*, средняя за 20 час. (по ГОСТ 491-41) в л. с.	54,1
Расход торфобрикетов в кг/час	36,6
Температура газа при выходе из газогенератора (средняя) в °С	316
Разрежение газа при выходе из газогенератора (среднее) в мм вод. ст.	262
Температура газа при выходе из камеры газификации (средняя) в °С	612
Температура стенок корпуса в °С	300
Сопротивление воздушного пояса (среднее) в мм вод. ст.	73
Сопротивление слоя топлива (среднее) в мм вод. ст.	140

* В двигателе ГД-50 в отличие от Г-58 установлен распределительный вал двигателя ИМА.

Состав газа, получаемого из торфобрикетов, приведен в табл. 5.

Таблица 5

Состав генераторного газа из торфобрикетов

WP брикетов	В % объемн.						Q_p^p ккал/м ³
	CO	H ₂	CH ₄	CO ₂	O ₂	N ₂	
13,5	24,0	18,6	0,4	7,2	0,6	49,2	1240
14,9	19,8	16,4	1,8	9,4	0,6	52,0	1175
•	18,8	18,0	1,2	10,8	0,2	51,0	1135
•	18,6	18,4	2,6	9,8	0,4	50,0	1260
Среднее	20,3	17,8	1,5	9,3	0,4	50,7	1203

Количество отходов зольного торфококка составило 3,8% от веса брикета. Зольность отходов 43—67%, в среднем 52,5%. Загрузка газогенератора производилась через 3 часа. Изменение мощности двигателя, разрежения за газогенератором и расхода топлива в зависимости от продолжительности

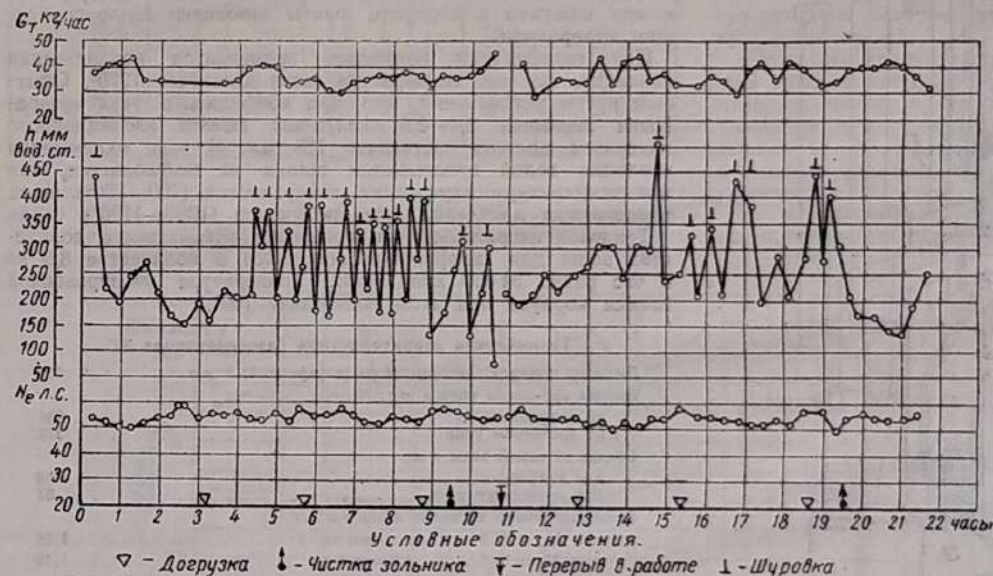


Рис. 5. Изменение мощности N_e двигателя ГД-50, разрежения за генератором h и расхода топлива G_T в зависимости от продолжительности работы.

работы на торфобрикетах представлено на рис. 5. Разрежение за газогенератором не допускалось более 300—400 мм вод.ст. При увеличении разрежения производилась шуровка слоя подвижной решеткой. Термический к. п. д. газогенератора составлял 75%.

Испытания газогенератора на древесных чурках и торфобрикетах производились междуведомственной комиссией на Сталинградском тракторном заводе (табл. 6).

Таблица 6

Результаты испытаний двигателя Г-58 после 1200 час. работы

Топливо	WP в %	N_e в л.с.	n в об/мин	g_e в кг/л.с. ч.
Древесные чурки из твердых пород . . .	14,5	52,5	1400	0,934
То же из мягких пород	7,4	51,8	1400	0,826
Торфобрикеты	11,5	51,2	1400	0,970

При стендовых испытаниях получен очень высокий удельный расход торфобрикетов. При эксплуатационных испытаниях трактора с нагрузкой 80—90% он составил в среднем за 1000 час. работы 41 кг/час. Газогенератор был также испытан с горловиной диаметром, увеличенным до 270 мм, на буром

сулюктинском угле с $A^c=6,3\%$, $W^p=15,6\%$, $V^z=42,1\%$. Испытания показали, что средняя мощность двигателя за 10 час. работы составляет 46,6 л.с. Срок работы газогенератора на буром угле без очистки камеры не превышает 10 час в связи с накоплением большого количества шлака.

Испытания газогенератора проводились на кусковом торфе с $A^c=4,8\%$ и $W^p=25\%$. Средняя мощность двигателя ГП-50 в течение 20 час. составляла 42 л.с. (рис. 5). Газогенератор устойчиво работал на кусковом торфе. Снижение теплотворной способности газа было вызвано повышенным содержанием влаги в торфе.

Наилучшие результаты достигаются при газификации торфобрикета.

Газогенератор БГ

Газогенератор БГ для газификации древесного угля, полукокса и антрацита работает по прямому процессу с паровоздушным дутьем и отбором газа в середине слоя для разложения смол.

Прямой процесс, с отбором газа в середине слоя, выбран с целью получения высококалорийного газа. Как показали опыты, он обеспечивает разложение смол при содержании летучих в древесном угле до 40%.

Угольные газогенераторы с горизонтальным процессом газификации, как показали опыты НАМИ в 1939—1940 гг., дают газ с более низкой теплотворной способностью, имеют большие тепловые потери и значительный унос пыли.

При испытаниях НАТИ на тракторе типа ХТЗ-Т2Г с газогенераторами Г-32 мощность двигателя Д2Г составляла 38 л.с. при 1250 об/мин.

Схема газогенератора БГ представлена на рис. 6.

При прямом процессе газификации осуществляется рациональный противоток топлива и газа. Воздух в смеси с паром вводится в шахту газогенератора снизу, а образующийся газ поднимается вверх, навстречу опускающемуся топливу. На определенной высоте слоя топлива, выбираемого с учетом разложения смол и завершения реакций восстановления, газ отсасывается из газогенератора и поступает в систему очистки.

Высота активного слоя в газогенераторе зависит от реакционной способности и размеров кусков топлива. При выборе высоты расположения газоотборного патрубка, в случае работы газогенератора без удаления шлака, учитываются также содержание золы в топливе и заданное время работы газогенератора без очистки.

В газогенераторе приняты две высоты слоя топлива в активной зоне: для газификации древесного угля — 375 мм, полукокса и антрацита — 525 мм. Это достигается путем смены газоотборного патрубка.

При содержании золы в полукоксе 5—6% и работе с полной нагрузкой в течение 17—18 час. высота активного слоя по данным НАТИ уменьшается до 370 мм. При этом не происходит ухудшения качества газа и снижения мощности двигателя. Дальнейшее уменьшение высоты слоя приводит к снижению теплотворной способности газа и повышению его температуры при выходе из газогенератора.

В газогенераторе предусмотрено периодическое удаление шлака и золы. Для обеспечения равномерного прохода паровоздушной смеси в шахте газогенератора периодически производится шуровка шлака колосниковой решеткой.

Решетка — двухвальная, с расположенными на валах двумя группами колосников. Колосники насажены через один на обоих валах и концами опираются на противоположный вал. Управление решеткой выведено наружу.

Удаление шлака из камеры производится через верхний боковой люк.

Для предохранения от всплеск газа при загрузке газогенератора в верхней части бункера установлен пламягаситель. Перед загрузкой через него подается воздух для сжигания газа в бункере, после чего загрузка производится безопасно. При загрузке газогенератора древесным углем через 1 час работы, когда в бункере находится достаточное количество угля, можно производить загрузку, не пользуясь пламягасителем.

Устройство для получения пара расположено на газогенераторе, что сокращает длину водяных трубок и позволяет работать при обогревании наружной водяной трубки в зимнее время.

Пароводяная система газогенератора состоит из водяного бака 4, расположенного вокруг бункера, испарительной ру-

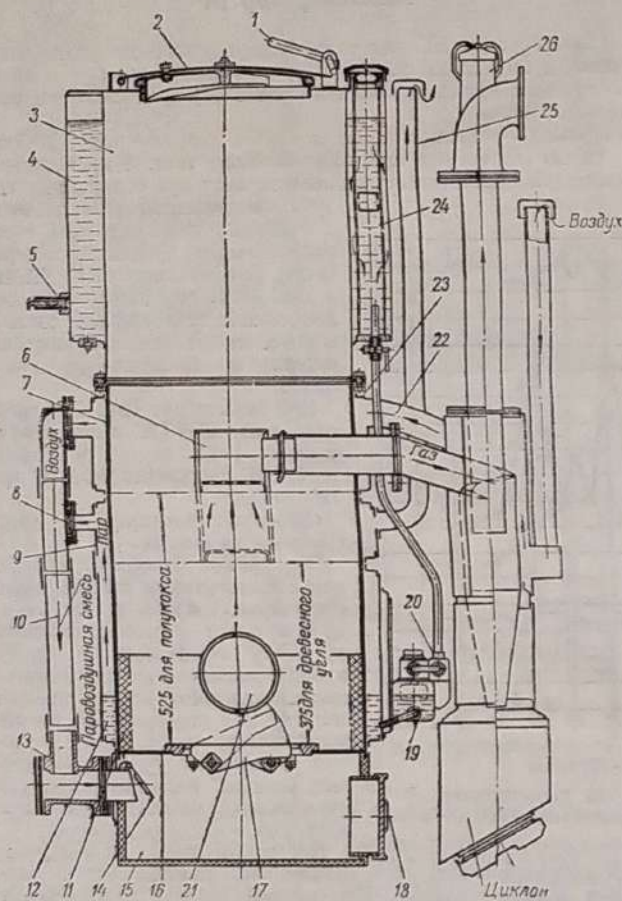


Рис. 6. Газогенератор БГ для тощих топлив:

1 — рукоятка запора; 2 — загрузочный люк; 3 — бункер; 4 — водяной бак; 5 — контрольный кран; 6 — газоотборный патрубок; 7 — корпус шахты; 8 — дозировочная диафрагма пара; 9 — пароперегреватель; 10 — труба паровоздушной смеси; 11 — изоляция; 12 — испарительная рубашка; 13 — тройник; 14 — обратный клапан; 15 — зольник; 16 — опорный лист; 17 — колосниковая решетка; 18 — люк; 19 — поплавковый регулятор уровня воды; 20 — отстойник; 21 — люк для удаления шлака; 22 — соединительный патрубок; 23 — воздухоподогреватель; 24 — фильтр воды; 25 — труба выхода пара; 26 — патрубок выхода газа при остановке двигателя.

башки 12, окружающей шахту газогенератора, пароперегревателя 9, находящегося над ней, поплавкового регулятора уровня воды 19 и деталей водоочистки.

Вода, поступающая в поплавковую камеру, очищается от крупных механических примесей в водяном баке через двойной фильтр 24, отстойнике и тонком контрольном фильтре в поплавковой камере.

Зольник газогенератора изолирован асбестом для предохранения от конденсации пара из поступающей паровоздушной смеси в зимнее время.

Получение пара и приготовление паровоздушной смеси производятся следующим образом. Пар, образующийся в испарительной рубашке при кипении воды, нагреваемой горячими

стенками корпуса шахты, поступает в пароперегреватель 9 и через дозировочную диафрагму 8 выходит в трубу паровоздушной смеси, соединенную с зольником. Перегрев пара происходит при атмосферном давлении; температура его достигает 270°. При повышении давления в перегревателе пар выходит через установленную на перегревателе трубу в окружающую среду. Перед смешением с паром воздух нагревается в кожухе циклона, куда он поступает снаружи по трубе, и в кольцевом кожухе, расположенном на корпусе шахты выше пароперегревателя. Температура нагретого воздуха перед смешением достигает 150—170°. Паровоздушная смесь при поступлении под колосниковую решетку имеет температуру 130—170°С.

Количество испаряющейся воды в испарительной рубашке регулируется поплавковым регулятором. Высота уровня воды определяет поверхность ее нагрева. При избытке испаряющейся воды поступление ее регулируется краном.

Для уменьшения нагрева стенка корпуса шахты изолирована в пределах высоты уровня воды в испарительной рубашке.

При газификации древесного угля температура газов около стенок корпуса на высоте 75 мм от колосниковой решетки составляет 900—1050°, поэтому для изоляции применен кольцевой металлический алитированный кожух. Пространство между кожухом и корпусом шахты заполнено теплопроводящим материалом.

При газификации полукокса применяется керамическая изоляция, так как температура газов достигает 1270°. Опытным путем установлено, что при коэффициенте теплопроводности керамики 2,4—2,6 ккал/м²·час высота изоляционного материала должна составлять 125 мм. В зоне охлаждения изоляции водой пристывания шлака не наблюдается, так как температура внутренних поверхностей (700—750°) ниже температуры плавления золы полукокса (1090—1190°).

Тепловое напряжение при испарении оптимального количества воды для газификации полукокса в количестве 8,5 кг в час равно 34 000 ккал/м²·час. Температура изолированной стенки корпуса при этом составляет 109°.

Техническая характеристика газогенератора БГ

Диаметр корпуса газогенератора (внутренний) в мм	510
Высота активного слоя в мм:	
на полукоксе	525
на древесном угле	375
Объем активной зоны в л:	
для полукокса	95
для древесного угля	65
Удельный объем активной зоны в л/а.с.ч:	
при $N_g = 57,0$ л.с. на древесном угле	1,14
при $N_g = 53,5$ л.с. на полукоксе	1,78
Напряженность горения в кг/м²·час:	
на полукоксе	186
на древесном угле	168
Съем газа с 1 м² сечения в м³/час	725
Объем бункера в л:	
для полукокса	162
для древесного угля	190
Расходный объем бункера в л:	
на полукоксе	140
на древесном угле	170
Емкость водяного бака в л	77
Продолжительность работы в час:	
на полукоксе	2,5
на древесном угле	1,5
Расход воды в кг/час:	
на полукоксе	8,5
на древесном угле	6,0
Габаритная высота газогенератора в мм	1680
Габаритный диаметр в мм	680
Сухой вес газогенератора в кг	270

При стендовых испытаниях газогенератора в НАТИ применялся древесный уголь Сыяского лесохимкомбината и Журинский полукокс, промытый на заводе-поставщике; характеристика их приведена в табл. 7.

Испытания проводились с двигателем ГД-50 и с системой очистки газа, принятой для тракторов ГТ-58 и ГБ-58. Средняя мощность двигателя на газе (по ГОСТ 491-41) за три выжига топлива в объеме бункера составила 59,3 л.с. при 1400 об/мин. Результаты испытаний: расход древесного угля (средний) 24,8 кг/час; расход воды (средний) 6,2 кг/час; разрежение после газогенератора 97 мм вод. ст.; температура

Характеристика топлива

Таблица 7

Вид топлива	Размер кусков в мм	W ^p %	A ^c %	V ^z %
Древесный уголь	20—40	4,8	1,6	45,8
Полукок	10—40	5,6	6,2	11,4

паровоздушной смеси 130° С; температура газа при выходе из газогенератора 430° С, загрузка топлива через 1,5 часа.

Средний состав газа и изменение его в дни испытаний, а также теплотворная способность приведены в табл. 8.

Состав газа из древесного угля

Таблица 8

В % объемн.						Q _н ^p ккал/м ³
CO	H ₂	CH ₄	CO ₂	O ₂	N ₂	
29,3	17,4	0,2	4,3	0,2	48,6	1354
29,2	15,8	1,0	4,2	0,2	49,6	1379
27,2	13,2	2,2	3,4	1,4	52,6	1349
30,0	13,0	1,4	2,7	0,3	52,6	1366
29,6	15,8	1,4	3,0	0,2	50,0	1424
Среднее 29,0	15,0	1,2	3,5	0,5	50,7	1375

Испытания двигателя Г-58 с газогенератором на полукоксе (W^p = 5,62%, A^c = 6,24%, V^z = 11,40%) производились в лаборатории НАТИ по 17—23 часа без очистки газогене-

Газ, полученный из полукокса, имел следующий состав по объему: 27,5% CO, 15,3% H₂, 1,1% CH₄, 4,7% CO₂, 0,3% O₂, 51,2% N₂. Теплотворная способность его составляла 1328 ккал/м³.

Испытания газогенератора в течение 7 час. на антраците шахты № 22 комбината Сталинуголь треста Снежинантрацит, с содержанием золы 2,46%, при расходе воды 59% от расхода топлива, показали, что мощность двигателя ГД-50 достигает 52—54 л. с. Расход антрацита при этом составляет 21 кг/час; воды — 12,4 кг/час; удельный расход топлива — 0,42 кг/л. с. ч.

Газовый двигатель Г-58

Газовый двигатель Г-58 спроектирован на базе двигателя Д-54. Топливом для двигателя служит генераторный газ. При разработке газового двигателя необходимо было получить мощность не менее 50 л. с. Мероприятия по обеспечению такой мощности были приняты в результате изучения газового двигателя трактора ХТЗ-Т2Г.

Этот двигатель, имеющий марку Д-2Г, построен так же, как и двигатель Д-54, на базе керосинового двигателя ИМА. При числе оборотов вала 1250 в мин. и работе на генераторном газе из березовых чурок он развивал эффективную мощность 45 л. с.

Испытания двигателя показали, что он обладает значительным запасом мощности по внешней характеристике. Максимальная мощность его достигается при 1500—1600 об/мин. Снижение температуры рабочей смеси во всасывающем коллекторе на 10° увеличивает мощность двигателя на 2 л. с.; повышение давления смеси в коллекторе на 100 мм вод. ст. увеличивает мощность на 1 л. с.

На основании полученных данных было установлено, что мощность вновь проектируемого двигателя Г-58 может быть

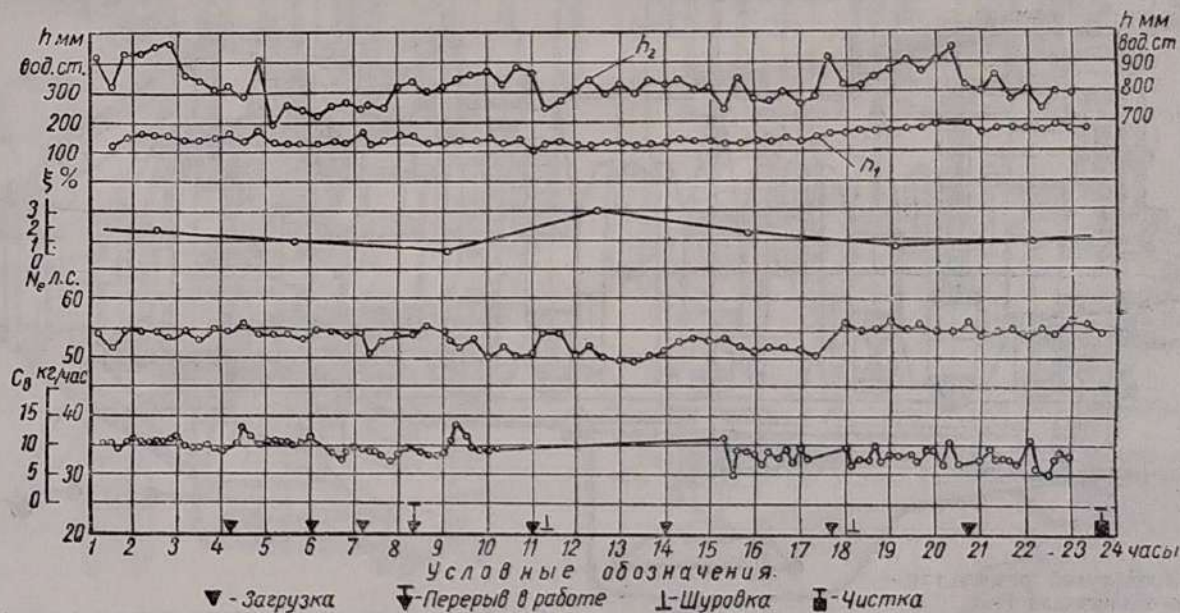


Рис. 7. Изменение мощности N_e двигателя ГД-50, расхода воды G_w , разрежения газа h_1 за газогенератором, разрежения газа h_2 за фильтром газа и коэффициента устойчивости ϵ при работе газогенератора БГ на газе из полукокса.

ратора от шлака. На рис. 7 показано изменение мощности двигателя ГД-50, расхода воды и разрежений в зависимости от продолжительности работы газогенератора.

При испытании были получены следующие результаты:

Средняя мощность в л. с. при 1400 об/мин	53,5
Максимальная мощность в л. с.	56,9
Коэффициент устойчивости мощности в %	1,69
Расход топлива в кг/час	24,2
Удельный расход топлива в кг/л. с. ч.	0,45
Средний расход воды в кг/час	9
Разрежение после газогенератора в мм вод. ст.	144
Температура паровоздушной смеси в °С	150—170
Температура газа при выходе из газогенератора в °С	430—470

повышена за счет увеличения числа оборотов вала, снижения температуры газовой смеси и уменьшения сопротивления при всасывании. Кроме того, создание камеры сгорания более компактной формы должно улучшить рабочий процесс двигателя, вследствие сокращения времени сгорания рабочей смеси и уменьшения тепловых потерь.

Увеличение мощности газового двигателя могло быть достигнуто также путем повышения степени сжатия, но так как это могло вызвать затруднения в подборе свечей, то в первом варианте степень сжатия была выбрана равной 8,5.

При разработке нового двигателя принимались следующие условия: сохранение основных размеров двигателя Д-54,

обеспечение принятой мощности без применения наддува; максимальное использование узлов и деталей двигателя Д-54; пуск газового двигателя на генераторном газе; работа двигателя по циклу быстрого сгорания с воспламенением смеси электрической искрой. Рабочее число оборотов вала двигателя составляло 1400 в мин.; дальнейшее увеличение числа оборотов нецелесообразно, так как прирост мощности уже получается незначительным, а нагрузки от инерционных сил возрастают.

Для уменьшения подогрева рабочей смеси всасывающий и выхлопной коллекторы были расположены на разных сторонах двигателя.

Продольный и поперечный разрезы двигателя представлены на рис. 8 и 9.

С правой стороны двигателя находится всасывающий коллектор, к фланцу которого присоединен смеситель. Для по-

Передний и задний торцы головки имеют прямоугольные отверстия; к переднему крепится патрубок для отвода воды из водяной рубашки головки в радиатор, к заднему — патрубок, соединяющий, так же как в дизеле, водяную рубашку головки цилиндров газового двигателя с водяной рубашкой пускового двигателя.

На боковой стенке головки, с левой стороны, имеются литые карманы с резьбовыми отверстиями диаметром 18 мм, в которые ввертываются запальные свечи. Высота головки двигателя по сравнению с Д-54 увеличена, поэтому штанги толкателя удлинены. Колпак головки изменен; крышка его аналогична крышке двигателя Д-54.

Поршни газового двигателя — чугунные, с плоским днищем, компрессионных колец — четыре, масляных — два. В остальном кривошипно-шатунный механизм оставлен без изменения.

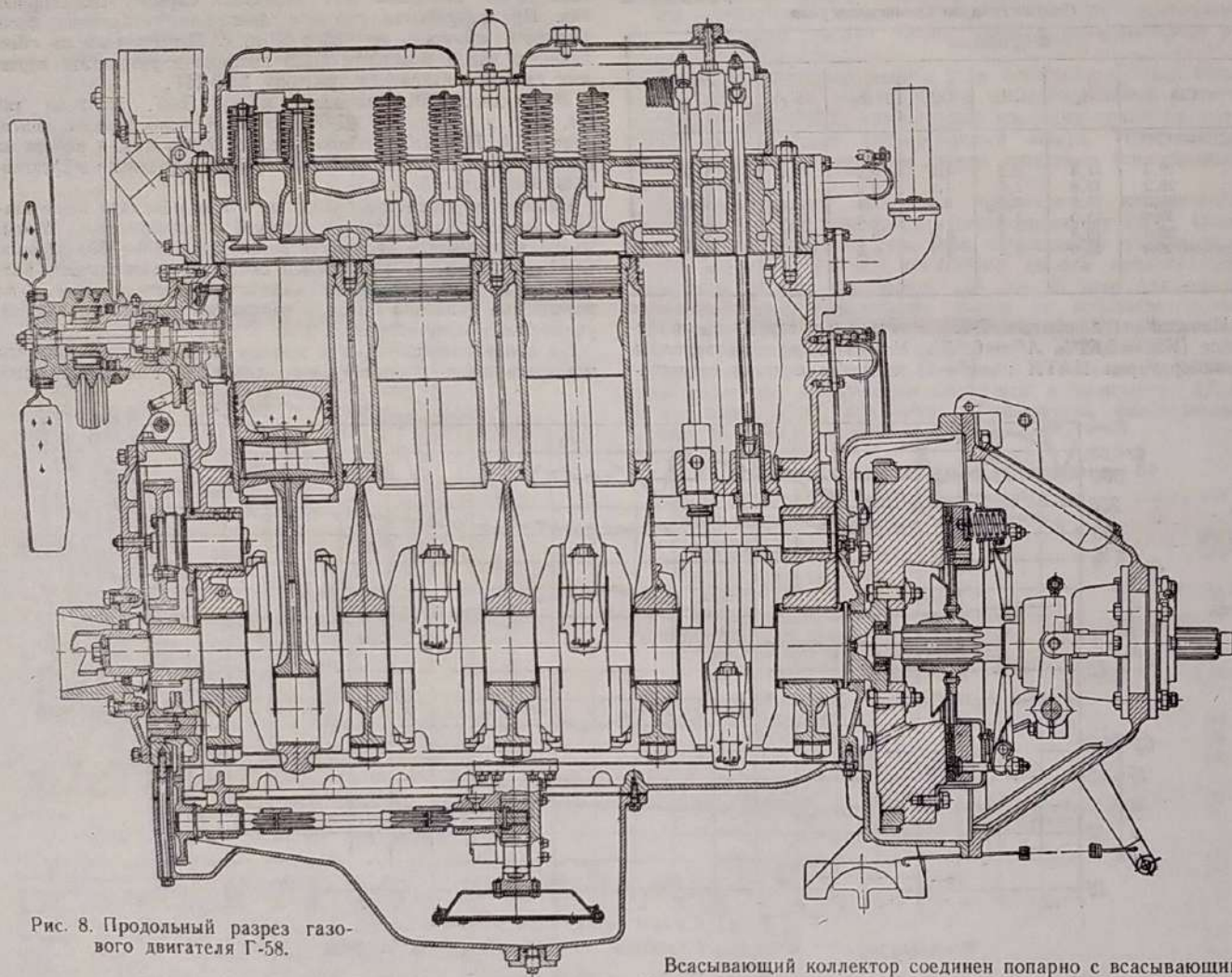


Рис. 8. Продольный разрез газового двигателя Г-58.

лучения тока высокого напряжения устанавливается магнето М-6 с ускорителем ПУ-4646. Запальные свечи применяются марки НМ12-14АГ. Чтобы облегчить пуск газового двигателя и розжиг топлива в газогенераторе, сохранен пусковой двигатель ПД-10. Вентилятор розжига присоединен к редуктору пускового двигателя.

С левой стороны двигателя установлены выхлопной коллектор и регулятор числа оборотов.

Головка блока цилиндров отличается от головки газового двигателя Д-2Г меньшими размерами овальной камеры сгорания (рис. 10 и 11) ввиду отсутствия пусковых клапанов и расположения всасывающих каналов на одной и выхлопных на другой стороне двигателя.

Для увеличения коэффициента наполнения проходное сечение всасывающих каналов в головке увеличено до 28 см² (двигатель Д-2Г имеет сечение 24 см², двигатель Д-54 — 20 см²).

Всасывающий коллектор соединен попарно с всасывающими каналами первого и второго, третьего и четвертого цилиндров. Выхлопной коллектор был выполнен сначала с тремя патрубками, затем в окончательном варианте — с четырьмя. Проходное сечение коллектора по всей длине и на входе равно 28 см².

В связи с удалением топливного насоса и введением привода магнето и регулятора картер распределительных шестерен и крышка картера заменены новыми. Установлены шестерни для привода регулятора и магнето, которые аналогичны соответствующим деталям керосинового двигателя ИМА.

Для установки магнето используется кронштейн двигателя ИМА, прикрепляемый к картеру распределительных шестерен. С приводной шестерней магнето соединено при помощи муфты.

Диаметр приводного шкива генератора Г-30, устанавливаемого на газогенераторном тракторе, изменен ввиду повышения числа оборотов двигателя Г-58.

Регулятор оборотов вала в основном выполнен по типу регулятора керосинового двигателя ИМА. Внесенные в регулятор изменения вызваны увеличением числа оборотов вала. В связи с этим изменена пружина натяжителя — рабочая нагрузка пружины увеличена до 22,5—24,5 кг (в регуляторе двигателя ИМА нагрузка пружины 16,5—21 кг). Для удобства регулирования колпачок натяжителя перенесен на левую сторону регулятора, вследствие чего изменены корпус и детали регулятора. Степень неравномерности регулятора 10%.

В смесителе предусмотрено количественное и качественное регулирование газовой смеси. Управление заслонками смесителя осуществляется из кабины тракториста; заслонка для количественного регулирования газовой смеси также связана с регулятором.

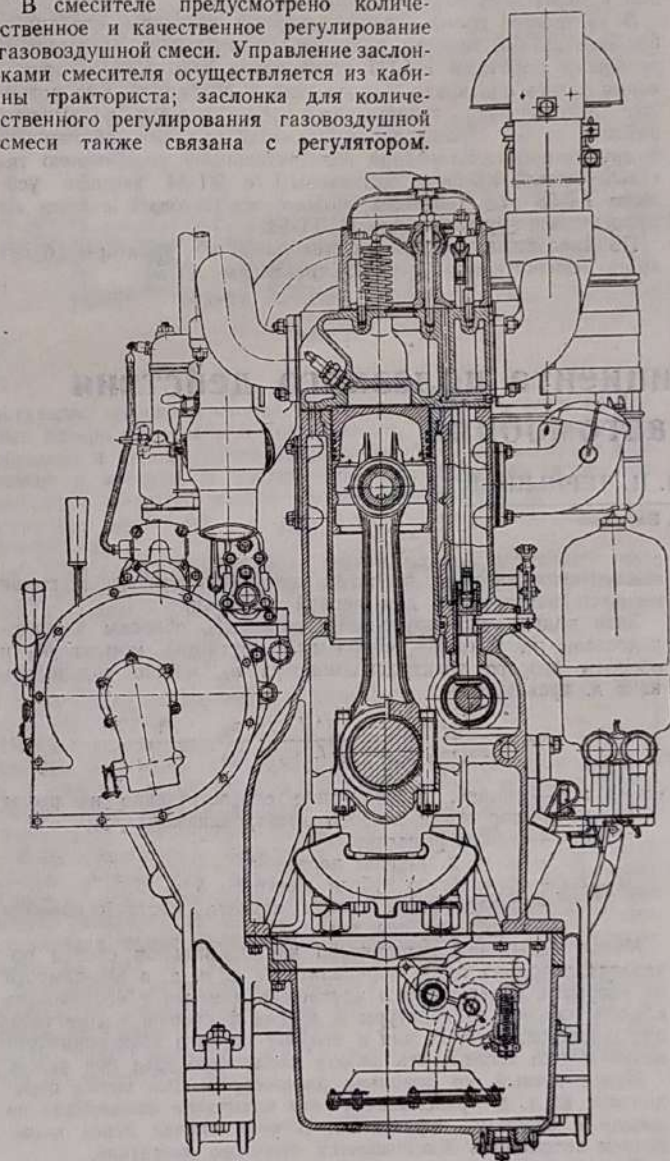


Рис. 9. Поперечный разрез газового двигателя Г-58.

Окна нижнего бака водяного радиатора расширены, так как через них проходят газопроводы к охладителю газа. На двигателе сохранен масляный радиатор.

Рукоятка для проворачивания вала двигателя удлинена в связи с установкой перед радиатором охладителя газа.

В пусковом двигателе изменения коснулись лишь выпускной трубы. Последняя в отличие от двигателя Д-54 имеет прямой выход наружу через верхнюю крышку капота, так как в газовом двигателе нет необходимости производить подогрев смеси при пуске.

В редукторе пускового двигателя изменению подверглись ведомый вал и крышка редуктора. Ведомый вал удлинен, и на конец его насажена шестерня, входящая в зацепление с ведомой шестерней валика вентилятора. Изменена крышка корпуса редуктора, в которой расположены шестерни венти-

лятора розжига. К крышке редуктора прикреплен корпус вентилятора.

Общее передаточное отношение от коленчатого вала пускового двигателя к вентилятору розжига равно 1,351. Вал пускового двигателя делает 3500 об/мин, при этом вентилятор развивает 4700 об/мин. Максимальная производительность вентилятора при указанных оборотах 210 м³/час. Розжиг топлива в газогенераторе производится при расходе 60—70 м³ газа в час вследствие потери напора в газогенераторной уста-

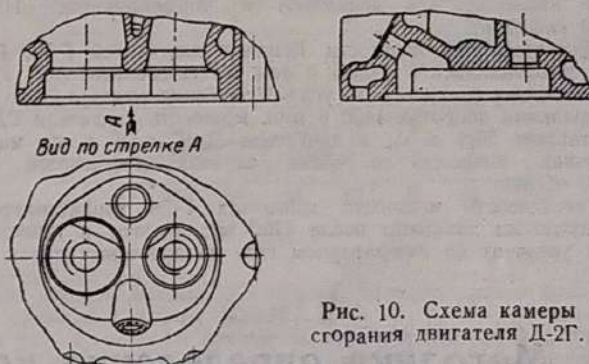


Рис. 10. Схема камеры сгорания двигателя Д-2Г.

новке. Общее время первоначального розжига топлива в газогенераторе и пуска двигателя составляет 6—8 мин. Время

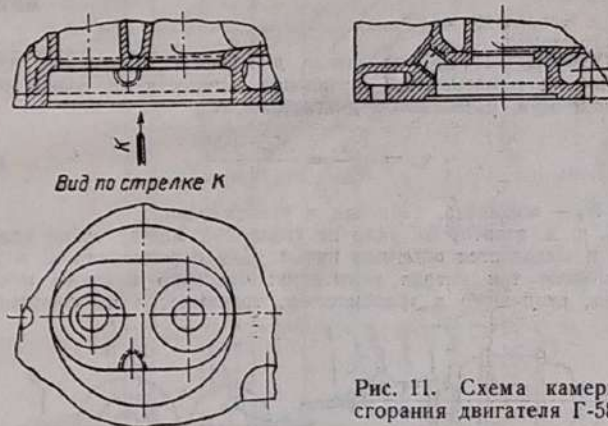


Рис. 11. Схема камеры сгорания двигателя Г-58.

розжига топлива в газогенераторе 3—4 мин., остальное время затрачивается на перевод двигателя на газ.

Расход пускового бензина на один запуск составляет 0,4—0,6 кг, на час работы трактора — 0,12—0,18 кг.

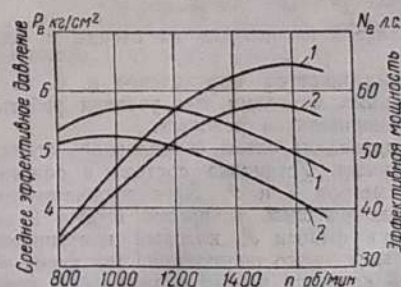


Рис. 12. Внешние характеристики двигателя Г-58, работающего на древесном угле (1) и торфобрикетах (2); кривые, направленные вверх, характеризуют N_e , направленные вниз — P_e .

Всасывающий патрубок вентилятора снабжен заслонкой, закрытой при работе газового двигателя и открываемой лишь при розжиге топлива в газогенераторе.

Вследствие разрежения, создаваемого центробежным вентилятором при розжиге, в него поступает генераторный газ, который проходит через всю газогенераторную установку. Воспламенение топлива в газогенераторах производится при помощи факела.

Газовый двигатель Г-58 обеспечивает проектную мощность на всех четырех видах твердого топлива при 1400 об/мин. На древесном угле мощность двигателя значительно выше, что можно объяснить высокой калорийностью генераторного газа, получаемого из этого топлива: для древесного угля — 1375 ккал/м³, для древесины и торфобрикетов — 1100—1250 ккал/м³.

Для сравнения мощности газовых двигателей Г-58, Д-2Г они испытывались с одним и тем же газогенератором УГ-2, работающим на древесном угле. Испытания показали, что при нормальных оборотах 1400 в мин. мощность двигателя ГД-50 составляет 59,3 л. с., а двигателя Д-2Г — 56 л. с.; максимальная мощность в обоих случаях достигается при 1600 об/мин.

Устойчивость мощности двигателя Г-58 характеризуется следующими данными: после 1200 час. работы в транспортных условиях на генераторном газе из древесных чурок она

составила 52,5 л. с., из торфобрикетов — 51,2 л. с. и из древесного угля — 57 л. с.

На рис. 12 представлены сравнительные характеристики двигателя Г-58 при работе на древесном угле и торфобрикетах.

Угол опережения зажигания двигателя Г-58 при работе со свечами АС-180 был установлен оптимальным в пределах 28—30° до в. м. т., а для двигателя Д-2Г 37° до в. м. т. при тех же свечах. Это свидетельствует о преимуществе выбранной камеры сгорания для двигателя Г-58.

В настоящее время газогенераторные тракторы, созданные на базе ДТ-54, прошли длительные испытания. Экспериментальными работами НАТИ установлена возможность применения также полукокса, бурого угля и антрацита. Это позволяет использовать газогенераторные тракторы во многих районах нашей страны для выполнения сельскохозяйственных и других работ. Благодаря незначительному уменьшению тяговых усилий ГД-58 и одинаковому с ДТ-54 тяговым усилием ГТ-58 эти тракторы можно использовать с теми же прицепными орудиями, что и ДТ-54.

По производительности газогенераторные тракторы будут лишь незначительно уступать тракторам ДТ-54.

Методика определения коэффициента полезного действия трансмиссии автомобиля

Канд. техн. наук И. Н. ЧЕРНЫШЕВ

МВТУ им. Баумана

КОЭФИЦИЕНТОМ полезного действия трансмиссии автомобиля η называется отношение мощности на колесе N_k к мощности, развиваемой двигателем, N_m

$$\eta_{\text{тм}} = \frac{N_k}{N_m} = \frac{N_m - N_f}{N_m}, \quad (1)$$

где N_f — мощность, теряемая в трансмиссии.

К. п. д. зависит от ряда не связанных между собой величин и выявляется опытным путем. Для определения к. п. д. применяют три метода испытания: отдельно каждого механизма, входящего в трансмиссию; трансмиссии на специаль-

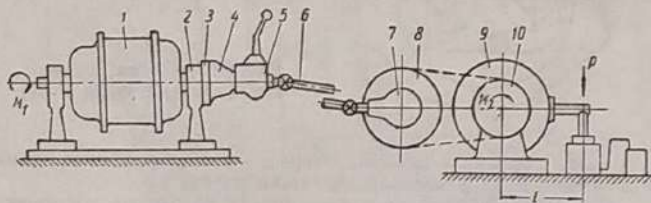


Рис. 1.

ном стенде; всего автомобиля на стенде с беговыми барабанами.

Ниже рассматривается определение к. п. д. трансмиссии двумя последними методами при условии работы всех агрегатов на установившихся режимах.

На рис. 1 приведена схема специального стенда для испытания трансмиссии. Установка состоит в основном из двух электродинамометров 1 и 9. Электродинамометр 1 служит также электродвигателем. К правой стойке 2 электродвигателя привернут фланец 3, который центрируется по верхнему кольцу шарикового подшипника (на схеме не показано).

К фланцу 3 крепится картер сцепления 4, причем с фланцем он соединяется так же, как и с картером двигателя автомобиля. На выступающем конце вала электродвигателя устанавливается фланец, к которому крепится маховик двигателя. Таким образом, механизм сцепления и коробки перемены передач 5 находятся в таких же условиях, как и на двигателе.

Карданный вал 6 соединяет вторичный вал коробки перемены передач с задним мостом 7. С каждой стороны на полуоси для цепной передачи установлены шестерни 8. На

выступающих концах второго электродинамометра 9 также имеются шестерни 10 для цепной передачи.

Зная подводимый крутящий момент M_1 , обороты электродвигателя n_1 , а также снимаемый крутящий момент M_2 и обороты второго электродинамометра n_2 , можно определить к. п. д. трансмиссии

$$\eta_{\text{тм}} = \frac{M_2 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1} = \frac{P \cdot l}{Q \cdot L \cdot \eta_{\text{ц}}} \cdot \frac{z_8}{z_{10}} \cdot \frac{1}{i_0 \cdot i_k}, \quad (2)$$

где Q и P — усилия, действующие соответственно на рычаг первого и второго электродинамометров;

L, l — длины рычагов;

$\eta_{\text{ц}}$ — к. п. д. цепной передачи;

z_8, z_{10} — количество зубьев шестерен 8 и 10;

i_0, i_k — передаточные числа заднего моста и коробки перемены передач.

Метод испытания трансмиссии на специальном стенде позволяет довольно точно определять ее к. п. д. в зависимости от скорости, передаваемого крутящего момента и исследовать влияние смазки, температуры и других факторов. Кроме того, путем смещения вверх или в сторону первого электродинамометра можно исследовать работу карданного вала под углом.

Менее точный, но довольно распространенный метод определения к. п. д. трансмиссии — это испытание автомобиля на стенде с беговыми барабанами. В этом случае перед испытанием автомобиля испытывается отдельно двигатель.

Зная кривую изменения мощности двигателя N_m и кривую изменения мощности двигателя, отнесенную к ведущим колесам автомобиля N_k , легко определить по разности $N_m - N_k$ потери в трансмиссии N_f .

На практике часто принимают вместо мощности двигателя, отнесенной к ведущим колесам автомобиля (N_k), мощность, поглощаемую тормозом стенда (N_T), и по разности $N_m - N_T$ судят о потерях в трансмиссии.

Такое определение потерь в трансмиссии неправильно, так как при этом не учитываются потери, идущие на качение ведущих колес по барабанам, потери, идущие на трение вращающихся частей стенда о воздух, и потери, идущие на трение в подшипниках стенда.

Более точно к. п. д. трансмиссии определяется из уравнения

$$\eta_{\text{тм}} = \frac{N_T + N_f + N_a + N_n}{N_m} = \frac{N_k}{N_m}, \quad (3)$$

Очевидно, что зафиксированные на рис. 6 соотношения действительны не только для полного открытия дросселя, но и для любых режимов дросселирования, так как они определяются расходом воздуха вне зависимости от причины, его вызвавшей.

ВЫВОДЫ

На основании рассмотренных экспериментов можно сделать следующие выводы:

1. В карбюраторе К-80 применен способ компенсации состава горючей смеси посредством регулирования разрежения в диффузоре за счет одновременного изменения площади его

проходного сечения и перепуска части воздуха (от 16 до 33% от общего количества) через щели между крыльями диффузора и корпусом. Эти факторы действуют навстречу друг другу, что дает более плавное регулирование, чем при наличии каждого из них в отдельности.

2. Введение многоступенчатого гидравлического сопротивления топливного пути и фасонной (частично круглой, частично щелевой) формы топливного жиклера не влияет на формирование характеристик карбюратора. В частности, все сопротивления могут быть сконцентрированы в одном без какого-либо изменения конечных результатов. Однако каждое из этих сопротивлений, равно как и принятая форма главного жиклера, имеет свое целесообразное назначение.

Газификация торфобрикетов в тракторных газогенераторах

Канд. техн. наук М. Д. АРТАМОНОВ, А. И. КАЛИНИН

НАТИ

В НАТИ с 1948 г. ведутся работы по использованию в тракторных газогенераторах вместо древесных чурок таких видов топлива, как торф, бурый уголь, антрацит и полукочек. Ниже рассматриваются результаты исследований по применению в тракторных газогенераторах торфа.

Для обеспечения удовлетворительной работы газового тракторного двигателя необходимо, чтобы качество и количество генераторного газа были устойчивыми при данном скоростном режиме работы двигателя. Это возможно лишь в том случае, если качество применяемого газогенераторного топлива отвечает техническим условиям.

Свойства торфа как газогенераторного топлива определяются в основном типом и возрастом, ботаническим составом, климатическими условиями образования, способом добычи залежи, а также метеорологическими условиями сезона.

Особенно большое влияние на процесс газификации оказывают следующие свойства торфа: влажность рабочего топлива, зольность сухой массы топлива, температура плавления золы, степень разложения.

Влажность кускового торфа зависит от метеорологических условий сезона, способа добычи, хранения торфа и колеблется от 25 до 50%. При увеличенной влажности торфа в активную зону газификации могут попадать куски неподготовленного топлива с большим количеством летучих и влаги во внутренних частях. Процесс сушки в этом случае отнимает в активной зоне тепло, которое было бы затрачено на реакции восстановления. Это приводит к тому, что реакции восстановления протекают недостаточно полно и качество газа ухудшается. Кроме того, если процесс сушки продолжается в зоне высоких температур, образуется мелочь в камере газификации и большое количество смолы в генераторном газе.

Влияние влажности кускового торфа на мощность двигателя и удельный расход топлива характеризуется следующими данными.

Влажность торфа в %	Мощность двигателя в л. с.	Удельный расход топлива в кг/л. с.ч
13	46	0,94
21	43	1,08
30	39	1,25
40	32	1,41

При влажном торфе нарушается также устойчивость работы двигателя вследствие образования мелочи в камере газификации и зависания распарившегося в бункере топлива.

Таким образом, использование кускового торфа в газогенераторах, не приспособленных для влажных топлив, возможно только при наличии сушильных установок в хозяйствах, но подсушка торфа приводит к измельчению его и потерям в виде мелочи (до 30%). Высушенный кусковой торф не отличается влагостойкостью, и при хранении влажность его может повыситься. Длительность хранения кускового торфа ограничена. Так, низинный торф при хранении в штабелях в течение года дает до 40% мелочи. При транспортировке и перевалочных операциях потери торфа в виде мелочи также значительны вследствие его малой механической прочности. Все это ограничивает применение кускового торфа для широкого использования в тракторных газогенераторах.

Вышеуказанные и некоторые другие отрицательные свойства кускового торфа отсутствуют у брикетированного торфа.

В результате брикетирования торфа, производимого при большом давлении (1000—1500 кг/см²), можно получить брикеты необходимого размера и формы с минимальной влажностью (в среднем 15%).

Влаго- и теплостойкость у торфобрикетов значительно выше, чем кускового торфа. Если же процесс брикетирования вести со связующими присадками, например с 10% торфяного пека, то эти свойства брикетов значительно повышаются. Механическая прочность брикетов выше, чем кускового торфа (75—80 вместо 50 кг/см²).

В табл. 1 приведены элементарный состав и теплотворная способность трех видов топлива: древесины, кускового торфа и торфобрикетов. Из таблицы видно, что торфобрикет является более качественным топливом для тракторного газогенератора, чем кусковой торф и древесина. Но торфобрикет может оказаться непригодным для тракторных газогенераторов, если свойства исходного торфа, из которого приготовлены брикеты (зольность, температура плавления золы, степень разложения торфяной массы), не соответствуют определенным требованиям.

Таблица 1

Виды топлива	Элементарный состав в %							Нижняя теплотворная способность рабочей массы в ккал/кг	Соотношение объемной calorimetricity в %
	C	H ₂	O ₂	N ₂	S	Ac	W _{абс}		
Древесина . . .	40,0	4,8	34,5	0,2	—	0,5	20,0	3400	100
Кусковой торф . .	37,2	3,8	23,0	1,9	0,15	9,0	25,0	3200	117
Торфобрикет . . .	46,1	4,7	25,1	1,3	0,50	3,4	14,0	4200	230

Зольность торфа зависит от типа торфяной залежи и составляет 1,5—25%.

По различным типам торфозалежей зольность колеблется в следующих пределах (в %):

Верховой	1,5—5
Переходный	5—6
Низинный	6—25

Предельный процент содержания золы в торфобрикетах определяется техническими условиями на периодичность чистки зольника, которая допускается не чаще, чем через 10 час. работы трактора. Так как габариты тракторных газогенераторов ограничены, то для соблюдения этого требования необходимо изготовлять брикеты из торфа зольностью не выше 8%.

Температура плавления золы, содержащейся в торфобрикетах, имеет гораздо большее значение для процесса газификации, чем ее количество. Торфобрикеты с малым содержанием золы, но с низкой температурой ее плавления менее пригодны для газогенераторов по сравнению с многозольными, но с тугоплавкой золой.

При плавлении золы образующийся шлак заполняет пространство над колосниковой решеткой и в активной зоне, вследствие чего процесс газификации нарушается. Нарушение процесса газификации наблюдается уже в самом начале шлакообразования, когда еще не жидкие, но тягучие и вязкие шлаки связывают золу и несгоревший углерод и тем самым замедляют процессы газификации и создают повышенное сопротивление движению газов.

Накопление шлака в камере газификации приводит к потере мощности тракторного двигателя, делает необходимыми чистку и перезарядку газогенератора, которая согласно техническим условиям по эксплуатации трактора должна производиться не раньше, чем через 20 час. после начала работы трактора.

Торфобрикеты с низкоплавкой золой не могут быть использованы в тракторных газогенераторах вследствие трудности

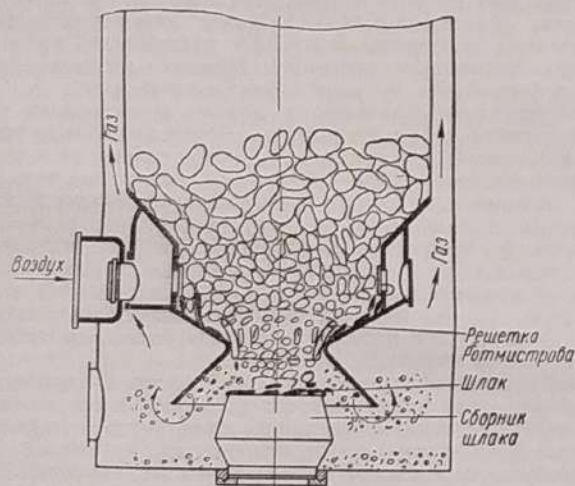


Рис. 1. Схема камеры газификации с решеткой Ротмистрова.

шлакоудаления. Попытки конструктивного решения задачи шлакоудаления до сих пор не имели успеха. В 1940 г. испытывалась камера, предложенная Ротмистровым, типа ЗИС-21 с укороченным активным слоем (до горловины) и вставкой в горловину решетки (рис. 1). Принцип конструкции газогенератора был почти такой же, как у газогенератора с жидким шлакоудалением. Материалы, из которых изготовлялись решетки, не выдерживали работы в условиях высокой температуры. Наблюдалось также зашлаковывание решеток.

Инженеры А. С. Балабанов и А. А. Соколов предложили решетку заменить конической воронкой, опирающейся на кронштейны, прикрепленные к днищу газогенератора. Такая камера получила название камеры с подпором (рис. 2). Зола и шлак в виде капель должны были выноситься потоком газов в зольниковое пространство. Автором было сделано сооб-

щение о положительных результатах испытания этой камеры¹.

В НАТИ был построен и в 1949 г. испытан тракторный газогенератор с камерой этого типа. Испытаниями камеры установлено, что в зольниковое пространство уносится лишь незначительное количество порошкообразной золы и шлака

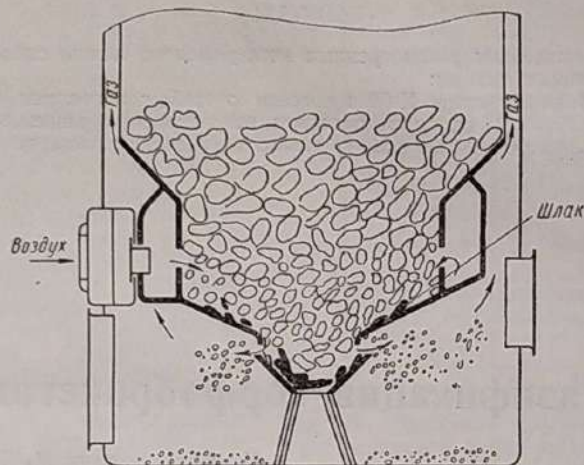


Рис. 2. Схема камеры газификации с подпором.

в виде горошин. Основная масса шлака остается в камере газификации, и через 2—3 часа от начала работы горловина камеры почти полностью закупоривается. Кроме того, газ из газогенератора выходит с большим содержанием смолы, и через 20—30 час. работы происходит значительное засмоление двигателя.

Для получения прочного кокса из торфобрикета необходимо иметь исходное сырье со степенью разложения не ниже 30%.

Получение высококалорийного и бессмольного газа предполагает оптимальные соотношения параметров камеры газификации. К определению оптимальных параметров и конфигурации камеры газификации и сводится задача по созданию газогенератора для торфобрикетов.

В НАТИ в 1949 г. была проведена работа по подбору камеры газификации газогенератора ХТЗ-Т2Г для торфобрикетов.

Одним из наиболее важных параметров камеры газификации является расстояние от фуруменного пояса до нижней кромки камеры, определяющее высоту активного слоя топлива. Ввиду сложности происходящих процессов и противоречивости действующих факторов аналитическое определение оптимальной высоты активного слоя затруднительно.

Сокращение потерь тепла в окружающую среду, уменьшение сопротивлений движению газов, некоторые другие соображения вызывают необходимость уменьшить высоту активного слоя. Высокая реакционная способность торфяного кокса (рис. 3—5) не препятствует этому, однако уменьшение высоты активного слоя торфяного топлива ограничивается временем подготовки кокса. Как уже указывалось выше, при испытании камеры с подпором происходило засмоление двигателя вследствие того, что в зону восстановления попадали куски топлива с влагой и летучими.

При большой высоте камеры газификации происходит уплотнение активного слоя в результате образования мелочи, ухудшающего процесс газификации. Места скопления мелочи почти непроницаемы для газа, поэтому значительные массы воздуха устремляются по тем частям сечения, где мелочи оказывается меньше и где, следовательно, меньше сопротивление.

В этих частях слоя топлива начинается интенсивное горение, и в результате выгорания топлива образуется канал, так называемый прогар. В нем сопротивление еще больше падает, вследствие чего количество газов, проходящих по этому каналу, еще больше увеличивается. В этих местах интенсивного горения развиваются высокие температуры, которые приводят к шлакованию.

Образующиеся каналы растягиваются по высоте слоя топлива, и по ним, кроме газа, проходит воздух. При этом

¹ «Автомобиль» № 7, 1945.

часть газа сгорает, и калорийность его снижается, а температура возрастает.

На основе результатов испытания нескольких камер в НАТИ изготовлена цилиндрическая камера с расстоянием от фурменного пояса до нижней кромки камеры 230 мм. Схема этой камеры представлена на рис. 6.

Горловина камеры выполнена в виде конуса с большим углом наклона для обеспечения свободного опускания

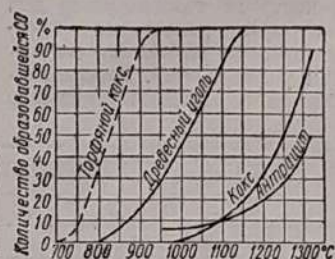


Рис. 3. Влияние природы углерода на образование СО при различных температурах (время 1 сек.).

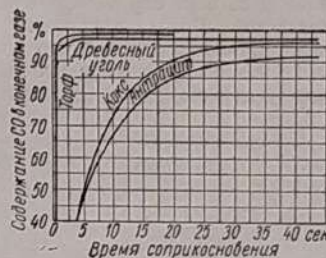


Рис. 4. Влияние природы углерода на скорость образования СО при температуре 1100°.

шлака вниз. Благодаря сужающейся вниз горловине газы движутся с постепенным ускорением, что приводит к сохранению более высокой температуры в слое топлива, расположенном в горловине. Высокая температура газов в зоне восстановления является одним из факторов, ускоряющих реакции восстановления и разложения смолы.

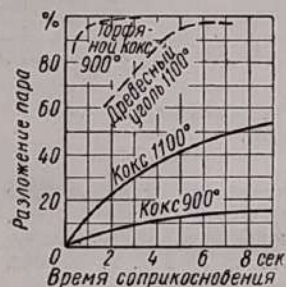


Рис. 5. Разложение пара торфяным коксом и другими видами топлива.

Испытание камеры проводилось на четырех сортах торфяных брикетов, полученных со Ступкинского, Орехово-Зуев-

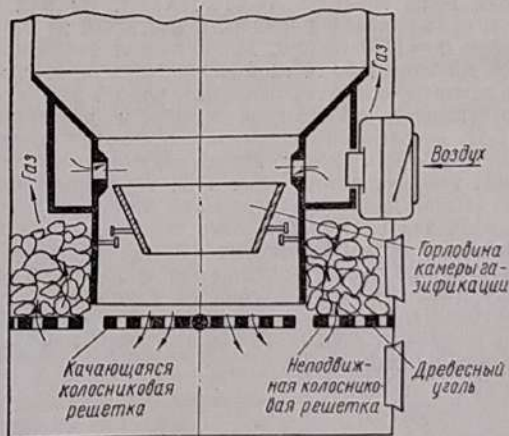


Рис. 6. Схема камеры газификации со сменной горловиной.

ского, Редкинского и Тоотсинского (Эстония) торфобрикетных заводов (табл. 2).

В качестве потребителя газа использовался двигатель Д2-Г газогенераторного трактора ХТЗ-Т2Г, который был устано-

Таблица 2

Торфобрикеты				
Свойства торфобрикетов	ступкинский	орехово-зуевский	редкинский	тоотсинский
Влажность в %	14	12	25	14
Зольность в %	11	10	8	5
Температура плавления золь в °C	—	—	—	1450

влен в лаборатории и нагружался при помощи гидравлического тормоза МАИ.

Для исключения возможности засмоления двигателя между всасывающим коллектором и смесителем был установлен смолоуловитель.

На каждом сорте торфобрикетов испытание производилось в течение 6 час. Число оборотов коленчатого вала двигателя поддерживалось постоянным и равным 1250 в минуту. Постоянство числа оборотов достигалось путем изменения нагрузки тормоза при полном открытии дроссельной заслонки.

Через каждые 10 мин. производились записи показаний приборов. Отложения смолы в смолоуловителе и шлака над решеткой и в зольнике определялись по окончании испытаний каждого сорта торфобрикетов. Результаты испытаний представлены в табл. 3.

Таблица 3

Показатели	Торфобрикеты			
	ступкинский	орехово-зуевский	редкинский	тоотсинский
Эффективная мощность двигателя в л. с.:				
максимальная	40,0	46,0	41	42,5
минимальная	28,0	35,0	33	36,0
средняя по всем замерам	34,8	39,4	37	39,0
Неустойчивость мощности в %				
$\left(\frac{N_{e \max} - N_{e \min}}{N_{e \text{ ср}}} \right) 100$	34,0	30,0	22	16,0
Сопротивление за газогенератором в мм. вод. ст.:				
максимальное	350	450	450	350
минимальное	200	100	100	150
среднее	258	213	208	222
Неустойчивость сопротивлений в %				
$\left(\frac{h_{\max} - h_{\min}}{h_{\text{ ср}}} \right) 100$	58	164	170	90
Температура газа за газогенератором в °C:				
максимальная	330	270	245	270
минимальная	220	180	180	220
средняя	285	240	217	225
Неустойчивость температур в %				
$\left(\frac{t_{\max} - t_{\min}}{t_{\text{ ср}}} \right) 100$	40	38	30	22
Отложения смолы на стенках смолоуловителя за все время испытаний в мм.				
Количество шлака, образовавшегося над решеткой и в зольнике за 1 час работы, в кг	0,5	Нет	0,5	Нет
	0,75	0,1	Нет	.

Мощность двигателя и ее устойчивость оказались лучшими, чем при испытании камер других вариантов. Отложений шлака на горловине камеры не наблюдалось.

Различия в максимальной мощности двигателя, достигнутой при испытаниях на разных сортах торфобрикетов, объясняются разными элементарными составами и степенью разложения исходного торфа. Торфобрикеты Редкинского завода имел сравнительно высокую влажность, что несколько снижало мощность двигателя.

Колебания мощности двигателя при работе на каждом сорте торфобрикетов происходили через интервалы времени, измеряемые минутами, причем общая тенденция снижения мощности к концу 6-часовых испытаний лишь в слабой степени выражена при работе на ступкинском торфобрикете,

что, видимо, являлось следствием прогрессивного шлакообразования.

Анализ изменения мощности показал, что колебания ее при работе на каждом сорте торфобрикеты приблизительно пропорциональны содержанию золы в торфе. Так, неравномерности работы двигателя, выраженные в процентах как отношение $\frac{N_{\max} - N_{\min}}{N_{\text{ср}}}$ · 100, относятся приблизительно как

проценты зольности 34:30:22:16 и 11:10:8:5.

Наиболее выгодную форму имели торфобрикеты Ступкинского и Редкинского заводов, наименее выгодную — Тоотсинского, поэтому считать колебания мощности двигателя следствием зависания топлива в бункере нельзя, так как наибо-

300 мм вод. ст. и приводит к падению эффективной мощности двигателя до 3 л. с.

На других сортах торфобрикеты чистку зольника при условии его наполнения необходимо производить 2 раза в смену. Но так как до наполнения зольника работать нельзя вследствие большого уноса золы и перегрузки очистительных устройств, то чистку зольника необходимо производить 3—4 раза в течение смены.

С учетом результатов проведенных испытаний в НАТИ в 1950 г. был спроектирован и построен газогенератор для трактора Г-58, созданного на базе дизельного трактора ДТ-54. Камера этого газогенератора выполнена по вышеприведенной схеме с уточнением размерностей. Газогенератор испытывался с газовым двигателем Г-58, построенным

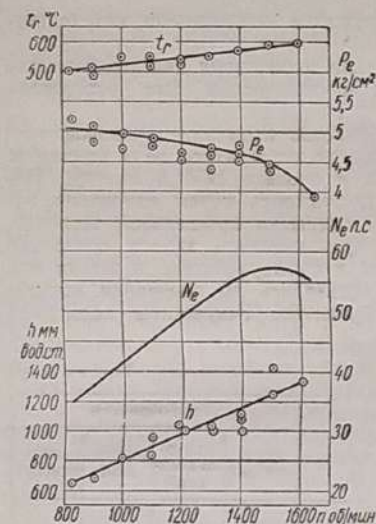


Рис. 7. Внешняя характеристика газового двигателя Г-58 при работе на генераторном газе из торфобрикеты:

t_2 — температура выпускных газов;
 h — разрежение за смесителем; P_e —
 среднее эффективное давление; N_e —
 эффективная мощность; n — обороты
 вала.

лее устойчивая мощность соответствовала работе на тоотсинском торфобрикете, а наименьшая — на ступкинском.

Изменения сопротивлений в газогенераторе и во всей газогенераторной системе не соответствовали изменениям мощности двигателя. Изменения температур газа за газогенератором до некоторой степени были пропорциональны изменениям мощности двигателя. Неустойчивость температур, выраженная в процентах, имеет примерно такой же характер как и неустойчивость мощностей.

Все это свидетельствует о том, что изменения в процессе газификации, приводящие к колебаниям мощности двигателя, зависели от процента зольности торфобрикеты.

Наилучшие показатели имел двигатель при работе на малозольном тоотсинском торфобрикете. Хотя максимальная мощность была несколько ниже, чем на орехово-зубевском торфобрикете, устойчивость работы двигателя оказалась несравненно лучше.

Результаты испытаний на тоотсинском торфобрикете выявили следующие возможности в работе трактора: длительную работу без очистки и перезарядки газогенератора; работу без очистки зольника в течение двух смен; работу без смолоуловителя, который создает дополнительное сопротивление в

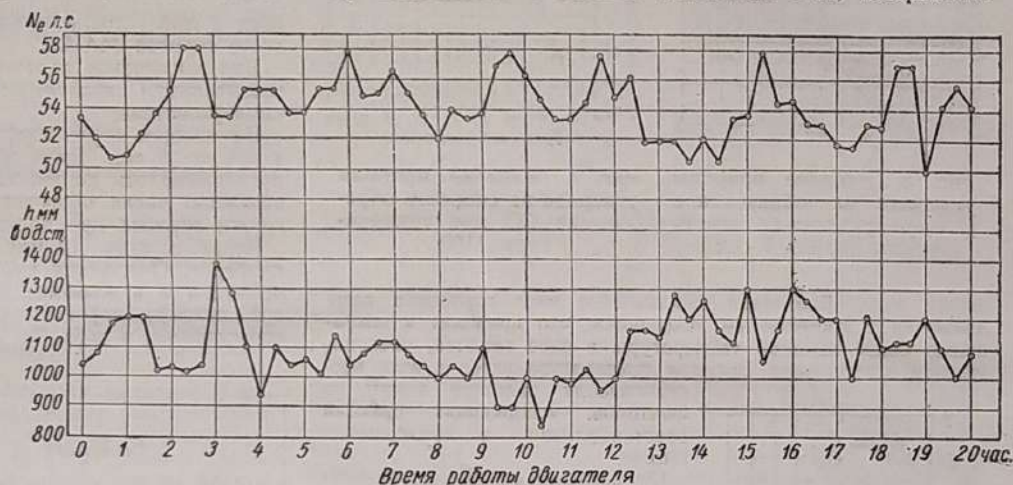


Рис. 8. Изменение мощности газового двигателя Г-58 по времени ($N_e = 53,9$ л. с. $h_{\text{ср}} = 1100$ мм вод. ст.; $n = 1400$ об/мин).

на базе двигателя ДТ-54. Этот двигатель имеет одинаковые с двигателем Д2-Г основные параметры (литраж, ход поршня, степень сжатия), но обладает рядом конструктивных преимуществ, обеспечивающих ему мощность на 5—8 л. с. больше, чем у двигателя Д2-Г.

Испытание производилось без смолоуловителя. Рабочие обороты вала двигателя поддерживались равными 1400 в минуту. В качестве топлива использовались торфобрикеты эстонского завода с влажностью $W^p = 14,8\%$ и зольностью $A^e = 4,86\%$. Результаты испытаний двигателя приведены на рис. 7 и 8.

Из рис. 7 видно, что мощность газового двигателя, соответствующая 1250 об/мин, составляет 50 л. с., т. е. она равна мощности керосинового двигателя одинаковой размерности (двигателя 1-МА трактора АСХТЗ-НАТИ). На рис. 8 представлен график изменения мощности двигателя за 20 час. его работы при $n = 1400$ об/мин. Минимальная зафиксированная мощность составляет 50 л. с., максимальная 58 л. с. Средняя по всем замерам мощность оказалась равной 53,9 л. с., т. е. она соответствует номинальной мощности двигателя трактора ДТ-54, работающего с воспламенением от сжатия.

Тракторы ГТ-58 проходят государственные испытания на трех видах топлива, в том числе и на торфобрикете. Результаты испытаний дадут сравнительный материал для оценки торфобрикеты как газогенераторного топлива.

Но уже на основе 1000-часовых испытаний можно сделать вывод, что торфобрикеты с зольностью не выше 8% являются высококачественным газогенераторным топливом, отвечающим всем предъявляемым к нему требованиям и обеспечивающим газовому двигателю мощность, весьма близкую к мощности жидкотопливных двигателей.

условных работ колебательных систем с пружинными и жесткими нижними контактами за 100 час. работы регулятора составляет $\sim \frac{250}{50}$.

2. Системы с пружинными нижними контактами создают худшие условия разрыва контактов и большую длительность дуговых процессов при всех режимах работы регулятора по сравнению с системами, имеющими жесткий нижний контакт.

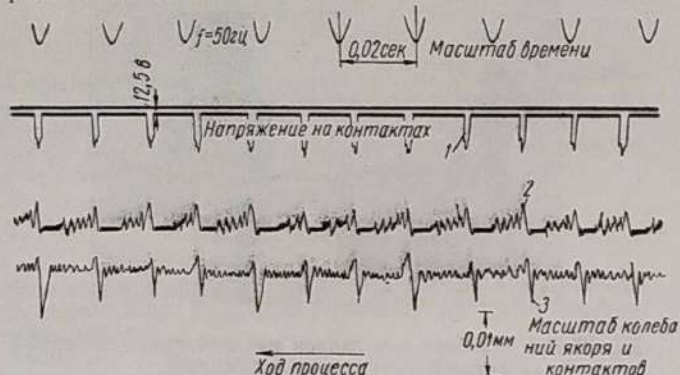


Рис. 10. Механические и электрические колебания якоря и контактной системы регулятора с жестким нижним контактом:

1 — напряжения на контактах в момент их полного разрыва; 2 — колебания верхнего контакта; 3 — колебания якоря и жестко связанного с ним нижнего контакта.

Это видно даже из непосредственного сравнения записей механических и электрических колебаний на осциллограммах (рис. 9 и 10).

3. Исследованные контактные системы регуляторов автомобильного и тракторного типов при номинальном напряжении 6 в имеют меньшие разрывные мощности $P_{\text{кmax}} = 80$ в. Контактные системы при номинальном напряжении 12 в имеют большие разрывные мощности ($P_{\text{кmax}} \geq 140$ в). В связи с этим контактные пары систем номинального напряжения 12 в при значительном рабочем диапазоне скорости вращения якоря генератора рекомендуется выбирать повышенной стойкости (вольфрам-вольфрам).

4. Компенсированные колебательные системы регуляторов автомобильных и тракторных типов имеют меньшую собственную частоту колебаний и худшие условия разрыва контактов по сравнению с некомпенсированными колебательными системами регуляторов этого типа.

Исследования позволили теоретически и экспериментально обосновать изменения в регуляторах напряжения типа РР-12, которые были сделаны НИИ Автоприборов совместно с Горьковским автозаводом им. Молотова, заводами КАТЭК и АТЭ-1.

К изменениям первой очереди относились: а) введение добавочного сопротивления в схему регулятора, включенного последовательно в обмотку возбуждения генератора; б) устране-

ние выравнивающей обмотки регулятора; в) устранение ускоряющей обмотки ограничителя тока; г) уменьшение сопротивления, шунтирующего контакты регулятора. Изменения второй очереди заключались в замене колебательной системы с пружинным нижним контактом и парой серебро-вольфрам

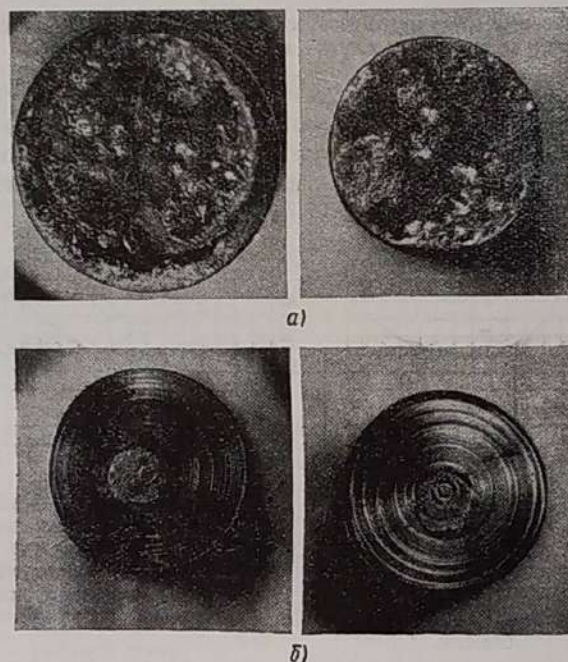


Рис. 11. Состояние контактов на регуляторах: а — после пробега автомобиля 8500 км (регулятор с пружинным нижним контактом и парой серебро-вольфрам); б — после пробега автомобиля 26 тыс. км (регулятор с жестким нижним контактом и парой вольфрам-вольфрам).

колебательной системой с жестким нижним контактом и контактной парой вольфрам-вольфрам.

Изменения первой очереди повысили срок службы регулятора без зачистки контактов с 3 тыс. до 15—20 тыс. км пробега автомобиля. Изменения второй очереди повысили срок службы регулятора, по результатам проверки первых серийных партий, до 100 тыс. км пробега автомобиля и срок службы аккумуляторов на 20%.

На рис. 10 показано состояние контактов на регуляторах, имеющих старую колебательную систему с парой серебро-вольфрам, после пробега автомобиля 8,5 тыс. км (а) и новую колебательную систему с парой вольфрам-вольфрам, после пробега автомобиля 26 тыс. км (б).

В настоящее время регуляторы типов РР-12 переводятся на новую колебательную систему.

Испытание транспортных газогенераторов, работающих на древесине повышенной влажности

Лауреат Сталинской премии Н. В. КУРИН, П. Н. ЗИНГЕР

Кировский машиностроительный завод в Ленинграде

НАРОДНОЕ хозяйство нашей страны развивается на базе внедрения во все его отрасли передовых достижений науки и техники и полной механизации тяжелых и трудоемких работ.

В деле широкой механизации лесодобывающей промышленности и ряда других отраслей народного хозяйства большое значение имеет использование в транспортных машинах древесного топлива повышенной влажности без чрезвычайно трудоемкой сушки чурок в специальных сушильках.

Над газификацией древесины повышенной влажности в транспортных газогенераторах работает несколько научно-

исследовательских организаций; ими разработаны принципиальные схемы, изготовлены и испытаны экспериментальные образцы газогенераторов.

В течение 1949—1950 гг. Кировский завод и Научно-исследовательский институт Министерства транспортного машиностроения СССР проводили испытания следующих экспериментальных газогенераторов, работающих на древесине повышенной влажности: газогенератора по схеме Ленинградского лесотехнической академии им. Кирова (ЛТА), газогенератора системы инж. Крон и газогенераторов Центрального научно-исследовательского института механизации и энергетики лесо-

разработок (ЦНИИМЭ). Эти испытания проводились с целью сравнения параметров газогенераторов на древесине повышенной влажности с параметрами серийного газогенератора КТ-12 и выбора наиболее подходящей схемы такого газогенератора для трелевочного трактора. Для испытаний заводом были изготовлены образцы газогенераторов по указанным и под наблюдением авторов конструкций.

В настоящей статье описываются результаты испытаний указанных газогенераторов.

Газогенераторная установка ЛТА (рис. 1) представляет собой обычную серийную установку трелевочного трактора КТ-12, к которой добавлено приспособление

ЦНИИМЭ-22 совсем не обогревается. Камера газификации — прямоугольной формы, сварена из стальных листов толщиной 8 мм. Сварка электродуговая, электродами Э-42, ГОСТ 2523-14, обеспечивающими относительное удлинение металла шва 18%. Сечение швов — прямоугольный треугольник с катетом 4 мм. По периметру камеры расположено 16 фурм. Ниже фурм приварена планка, на которой лежит чугунный вкладыш с круглой горловиной. На свободно лежащей неподвижной колосниковой решетке имеется шуровочное приспособление. Дрова в бункере располагаются горизонтально. Во избежание образования пустот их следует тщательно укладывать вручную по одному — два полена.

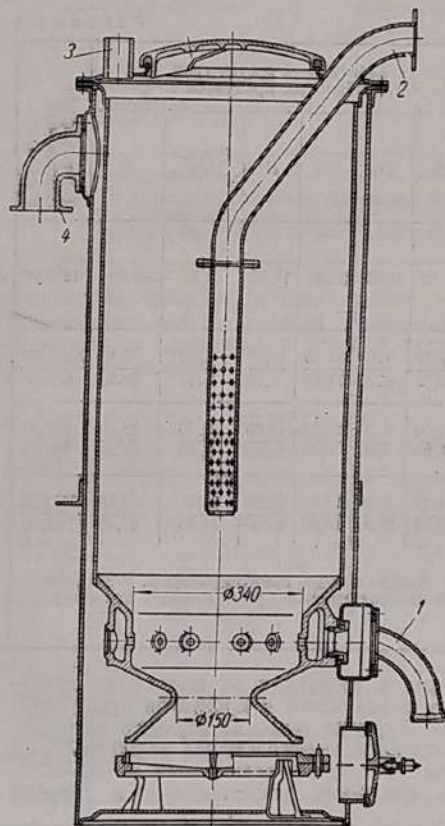


Рис. 1. Газогенератор КТ-12 с приспособлением ЛТА для сушки чурок:

1 — патрубок подвода нагретого воздуха; 2 — патрубок отвода паров влаги; 3 — патрубок отвода паров влаги; 4 — патрубок отбора газа.

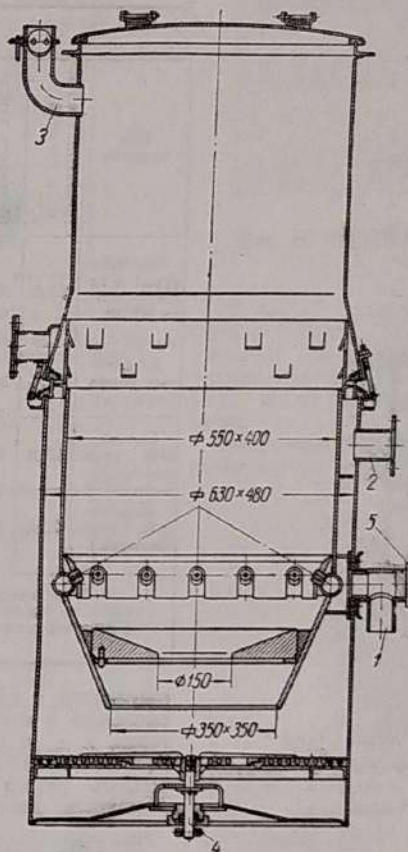


Рис. 2. Газогенератор ЦНИИМЭ-17:

1 — патрубок подвода нагретого воздуха; 2 — патрубок отбора газа; 3 — патрубок отвода паров влаги; 4 — шуровочное приспособление колосниковой решетки; 5 — пробка отверстия для розжига.

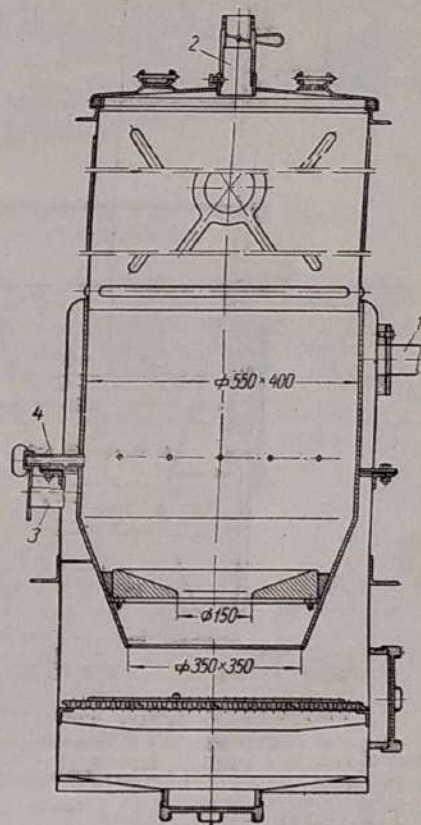


Рис. 3. Газогенератор ЦНИИМЭ-22:

1 — патрубок подвода нагретого воздуха; 2 — патрубок отвода паров влаги; 3 — патрубок отбора газа; 4 — отверстие для розжига.

для газификации древесных чурок повышенной влажности стандартного размера. Это приспособление состоит из центрального нагнетателя, подающего воздух под давлением в фурменный пояс камеры газификации, и перфорированной трубы, расположенной в центре бункера газогенератора. Через перфорированную трубу в бункер газогенератора поступают для подсушки чурок выпускные газы двигателя.

Пары влаги, продукты сухой перегонки и выпускные газы двигателя выбрасываются в атмосферу через специальный патрубок в верхней крышке газогенератора. Установка работает под избыточным давлением около 400 мм вод. ст.

Газогенераторы ЦНИИМЭ-17 и ЦНИИМЭ-22 (рис. 2 и 3) предназначены для газификации дров (швырка) размером $500 \times 70 \times 70$ мм, влажностью до 80—100% абс. Сушка дров производится в самом бункере за счет повышения интенсивности горения, создаваемого специальным вентилятором, нагнетающим воздух в зону горения. Пары влаги и продукты сухой перегонки топлива выбрасываются в атмосферу через специальный патрубок в крышке загрузочного люка.

Газогенераторы имеют прямоугольную форму. Бункер газогенератора ЦНИИМЭ-17 обогревается частично, бункер

Газогенератор конструкции инж. Крон (рис. 4) также предназначен для газификации древесных чурок повышенной влажности. В отличие от газогенераторов ЛТА и ЦНИИМЭ он работает без надува воздуха в камеру газификации. Процесс газификации — обратный, бункер обогревается полностью.

Камера газификации оборудована двумя зонами горения, фурменные поясы которых имеют индивидуальный подвод воздуха. Количество воздуха, засасываемого каждым поясом, регулируется специальной заслонкой.

Вокруг нижней части корпуса созданы две полости, в которых воздух нагревается перед поступлением в фурменный пояс. Камера — сварная имеет форму конуса с двумя приваренными конусными горловинами. Сварка — электродуговая электродами Э-55Ж, ГОСТ 2523-44, обеспечивающими относительное удлинение металла шва 20%. Сечение швов — треугольник с катетом 4—6 мм.

Условия и результаты испытаний. Испытания газогенераторов ЦНИИМЭ и конструкции инж. Крон проводились на стенде. Силовая часть стенда, состоящая из двигателя и гидротормоза, была смонтирована в помещении. Газогенераторная установка находилась вне помещения.

Испытания проводились с двигателем серийного выпуска ЗИС-21 Уральского автозавода имени Сталина. Вентилятор охлаждения двигателя был снят; двигатель охлаждался при помощи напорного бака. Коробка перемены передач также была снята. Двигатель нагружался гидротормозом МАИ М-4ДР.

Газогенератор ЦНИИМЭ-17 испытывался в течение 79 час., ЦНИИМЭ-22 — 309 час. и конструкции инж. Крон — 67 час.

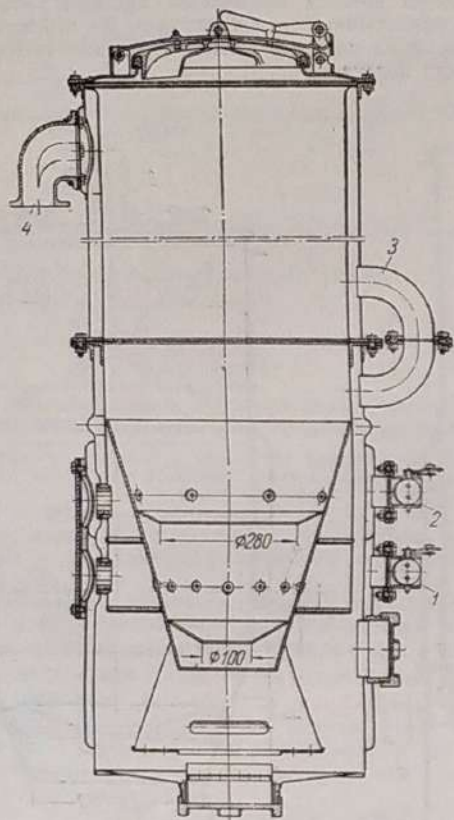


Рис. 4. Газогенератор конструкции инж. Крон:

1 — патрубок подвода воздуха к нижнему фурменному поясу; 2 — патрубок подвода воздуха к верхнему фурменному поясу; 3 — патрубок перепуска газа; 4 — патрубок отбора газа.

Газогенераторная установка ЛТА была смонтирована на трелевочном тракторе КТ-12. С этой установкой трактор прошел в зимних условиях 300-часовые испытания. В различных дорожных условиях им было пройдено 1385 км.

Проводились также специальные испытания с нагрузкой на крюке трактора 1500 кг по преодолению подъемов, спусков, пней и поваленных деревьев. Производилась трелевка леса в производственных условиях.

Газогенераторы конструкции ЛТА и инж. Крон работали на древесных чурках влажностью до 50—80% абс., ЦНИИМЭ — на дровах размером 70×70×500 мм, влажностью до 84% абс. (в отдельных случаях использовалась чурка размером 70×70×80 мм). Расход топлива замерялся в объемных единицах.

В процессе испытаний проверялось влияние влажности топлива, давления нагнетаемого воздуха и количества выбрасываемых в атмосферу паров влаги и продуктов сухой перегонки на мощность двигателя, расход топлива и на устойчивость работы двигателя.

В табл. 1 приведена зависимость средних значений мощности двигателя, делающего 1800 об/мин, и расхода топлива от влажности последнего при работе газогенератора ЦНИИМЭ-17.

Составы газа за газогенератором ЦНИИМЭ-22 и газообразных продуктов, выбрасываемых из газогенератора через верхний патрубок, даны в табл. 2. Для сравнения приведен состав газа, получаемого в газогенераторе трактора КТ-12.

На рис. 5 представлен график изменения мощности двигателя, работающего при 1800 об/мин, по времени.

Испытанием установлено, что мощность двигателя и расход топлива в значительной степени зависят от давления на-

Таблица 1

Вид топлива	Абсолютная влажность топлива в %	Средняя мощность двигателя в л. с.	Удельный расход топлива в л/л. с. ч.	Удельный расход топлива в кг/час	
				замеренный	в пересчете на 20-процентную абсолютную влажность
Чурка	17,0	31,8	0,0031	0,83	1,00
Чурка	33,7	31,6	0,0063	3,40	2,90
Дрова (швырок)	37,6	29,0	0,0070	3,39	2,98
Дрова (швырок)	84,0	23,0	0,0082	5,30	3,50

Таблица 2

Вид топлива	Абсолютная влажность топлива в %	Мощность двигателя в л. с.	Химический состав газа и газообразных продуктов в %						Теплотворная способность в ккал/м³
			CO₂	O₂	CO	H₂	CH₄ + CnHm	N₂	
Березовая чурка в газогенераторе КТ-12	20,0	36,0	11,00	0,40	20,80	17,00	2,15	48,65	1252,00
Березовые дрова (швырок)	61,4	34,2	12,70	0,50	17,30	18,40	1,00	50,10	1086,00*
			16,50	0,20	12,70	7,50	2,85	60,25	822,00
Березовые дрова (швырок)	67,0	30,6	13,50	0,25	15,16	18,00	0,70	52,40	983,85
			13,03	4,40	7,10	11,00	5,60	68,80	721,50
Березовые дрова (швырок)	72,0	28,8	14,20	0,20	15,05	17,25	2,50	50,70	1116,00
			11,60	10,80	14,60	3,00	12,60	67,40	742,40

* В числителе дан состав газа за газогенератором, в знаменателе — состав газообразных продуктов, выбрасываемых в атмосферу из газогенератора.

гнетаемого в газогенератор воздуха и от количества выбрасываемых в атмосферу паров влаги и продуктов сухой перегонки, т. е. от степени открытия заслонки верхнего патрубка. При повышении давления нагнетаемого воздуха от 400 до 700 мм вод. ст. расход топлива по объему повышается на 22—27%. Мощность двигателя при этом увеличивается в среднем

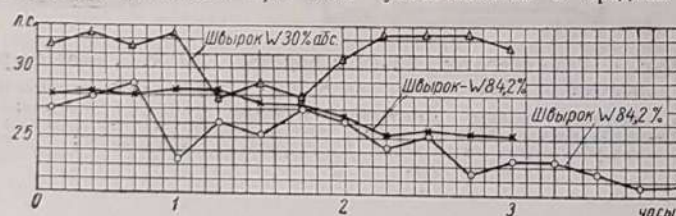


Рис. 5. Изменение мощности двигателя по времени (газогенератор ЦНИИМЭ-17).

на 10%. Зависимость мощности двигателя, работающего при 1800 об/мин, от степени открытия заслонки верхнего патрубка приведена в табл. 3. С уменьшением степени открытия заслонки верхнего патрубка со 100 до 25% удельный расход дров снизился на 16%, но при этом мощность двигателя резко упала.

Оптимальными для газогенератора ЦНИИМЭ-22 следует считать давление нагнетаемого воздуха перед газогенератором 650—750 мм вод. ст. и открытие заслонки верхнего патрубка на 3/4 ее хода.

Расход угля в газогенераторе ЦНИИМЭ значительно выше нормального. За 12 час. выгорает около 80% угля, загружаемого при первоначальной заправке. После 2,5—4 час. работы уголь в камере газификации выгорает до уровня на 100 мм ниже фурм, образуя конусообразную горловину. В зоне горения, в плоскости фурм и ниже находятся дрова, только начинающие гореть. На рис. 6 показано характерное состояние дров в камере газификации на уровне фурм.

Осмотры газогенератора производились через 8—10 час. после прекращения отбора газа. Во время работы двигателя топливо загружалось через каждые 20—30 мин. После остановки двигателя в газогенераторе оставалось топлива не менее $\frac{2}{3}$ высоты бункера.

В газогенераторе конструкции инж. Крон газификация чурок повышенной влажности влечет за собой понижение

Таблица 3

Степень открытия заслонки верхнего патрубка в %	Мощность двигателя в л. с.	Давление нагнетаемого воздуха в мм вод. ст.
Полностью открыта . . .	32,4	700
Открыта на $\frac{3}{4}$ хода *	31,0	745
Открыта на $\frac{1}{2}$ хода . . .	30,3	800
Открыта на $\frac{1}{4}$ хода . . .	30,1	730
Полностью закрыта . . .	11,5 **	0

* Полный ход заслонки составляет 75°; диаметр патрубка в сечении — 54 мм.

** На 5 минуте. На 13 минуте двигатель заглох.

теплотворной способности газа, падение мощности двигателя и увеличение расхода топлива. Результаты испытаний этого газогенератора приведены в табл. 4 (число оборотов двигателя 1800 в минуту).

Таблица 4

Абсолютная влажность в %	Мощность в л. с.	Химический состав газа в %						Теплотворная способность в ккал/м³
		CO ₂	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂	
15,70	35,00	11,50	0,55	22,00	17,45	3,05	45,45	1379
34,90	29,70	12,05	0,45	19,70	9,25	1,85	46,70	1251
40,65	28,95	14,20	0,40	16,10	20,10	1,50	43,05	1103
43,00	28,40	14,35	0,35	15,30	19,05	1,30	43,65	1065
43,00 *	27,70	13,45	0,60	17,55	18,75	1,20	43,40	1118
50,60	25,80	15,15	0,30	15,45	19,95	1,60	47,55	1118

* Применялась смесь равного количества чурок влажностью 59%, 39,5 и 30,5% абс.

При длительной непрерывной работе (2—4 час.) газогенератора двигатель работает неустойчиво, давление нагнетаемого воздуха перед газогенератором возрастает с 235 до 580 мм вод. ст. вследствие измельчения угля в зоне восстановления.

С повышением влажности топлива наблюдается более интенсивное выгорание угля в зоне восстановления. Удельный расход чурки с повышением влажности от 15,7 до 50,6% абс. увеличился с 0,0033 до 0,0042 м³/л.с.ч. или соответственно с 1,05 до 1,35 кг/л.с.ч. в пересчете на чурку влажностью 20% абс.

При газификации чурок повышенной влажности в газогенераторе с приспособлениями ЛТА, чтобы поддержать равномерную мощность и сохранить оптимальный расход топлива, необходимо постоянно наблюдать за газогенератором и строго регулировать давление нагнетаемого воздуха, подачу выпускных газов и степень открытия заслонки верхнего патрубка газогенератора в зависимости от влажности топлива.

Расход чурки влажностью 82% абс. за 1 час работы трактора составляет 125—108 кг влажностью 20% абс. — 83—74 кг. Серийный трактор КТ-12 расходует в час 40—45 кг чурки влажностью 20% абс. Таким образом, при газификации сырой древесины в газогенераторе с приспособлением ЛТА расход топлива повышается в 2 раза.

Надежность газогенераторов и их узлов. В процессе испытаний выявилась недостаточная надежность ряда узлов газогенераторных установок. Например, конструкция и привод нагнетателей ЦНИИМЭ и ЛТА не обеспечивают их долговечной работы. Приводные ремни нагнетателей разрушаются через 150—250 час. работы двигателя.

Наблюдались также случаи разрушения подшипников вала крыльчатки нагнетателей. Наиболее серьезные недостатки имеет камера газификации газогенераторов ЦНИИМЭ. Прямоугольная форма и сварная конструкция явились причиной того, что долговечность этой камеры не превышает 200—300 час. Неравномерный нагрев и термические напряжения приводят к значительному короблению камеры и разрушению сварочных швов.

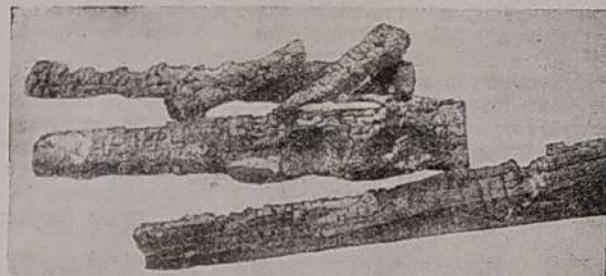


Рис. 6. Состояние топлива на уровне фурм (газогенератор ЦНИИМЭ-22).

На рис. 7 представлены две камеры ЦНИИМЭ, отработавшие 273 час. (слева) и 36 час. (справа). Обе камеры имеют трещины по сварочным швам воздушного пояса и значительные коробления в нижней конусной части. Правая камера имеет еще продольную трещину по шву конусной части.

Аналогичные разрушения с периодичностью 150—300 час. наблюдались в газогенераторах ЦНИИМЭ на государствен-

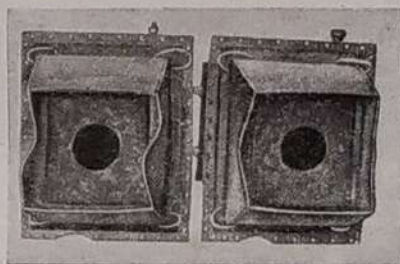


Рис. 7. Состояние камер газификации газогенератора ЦНИИМЭ-22 после 273 (слева) и 36 (справа) часов работы

ных испытаниях трелевочного трактора КТ-12 с опытным двигателем ГД-30 в Александровском леспромхозе в 1949—1950 гг.

В камере газификации конструкции инж. Крон также наблюдались разрушение сварочных швов и коробление, вызванные сложностью конструкции камеры и неравномерностью термических напряжений.

Пусковые качества. У всех рассмотренных опытных газогенераторов время для разжига и получения качественного газа для запуска двигателя выше, чем у газогенераторов, работающих на топливе влажностью 21—22% абс. (табл. 5).

Таблица 5

Газогенератор	Топливо	Время в мин.	Примечание
КТ-12 ЛТА ЦНИИМЭ Конструкция инж. Крон	Сухая чурка Сырая чурка Сырые дрова Сырая чурка	5—8 14—15 18—20 12—15	На стенде в помещении На тракторе, окружающая температура +3° С На стенде в помещении

На один пуск двигателя, после длительной остановки (ночная стоянка), при работе газогенераторов ЦНИИМЭ и ЛТА в среднем расходуется 0,8—1,0 л бензина. Повышенный расход топлива вызван необходимостью работы двигателя на бензине при разжиге для привода нагнетателя. Рас-

ход бензина на один пуск двигателя с газогенератором конструкции инж. Крон составляет 0,4—0,6 л.

Разжиг газогенераторов усложняется еще тем, что для этого необходимо открыть и закрыть ряд дополнительных заслонок в различных местах газогенератора и газопровода. Например, в установке ЦНИИМЭ таких дополнительных точек три.

Обслуживание. По сравнению с газогенераторными установками, работающими на сухом топливе, условия работы на установках с газогенераторами ЦНИИМЭ, ЛТА и конструкции инж. Крон значительно усложнены. Установки ЦНИИМЭ и ЛТА работают под давлением, что увеличивает возможность отравления обслуживающего персонала, особенно в момент загрузки топлива в газогенератор ЦНИИМЭ.

Увеличенное количество мест обслуживания требует от тракториста дополнительного внимания и времени. Например, в газогенераторе ЛТА, помимо обычных операций по управлению двигателем и газогенератором, имеются новые. В зависимости от влажности топлива водитель должен регулиро-



Рис. 8. Момент загрузки топлива в газогенератор ЦНИИМЭ-17 на лесосеке.

вать количество выбрасываемых в атмосферу паров влаги из газогенератора, количество выпускных газов, подаваемых в бункер газогенератора, количество воздуха, подаваемого нагнетателем в зону горения.

В газогенераторе ЦНИИМЭ дрова в бункере укладываются по одному полону. Это удлиняет процесс загрузки топлива и увеличивает время пребывания водителя в зоне вредных газов.

Момент загрузки дров показан на рис. 8.

В газогенераторе конструкции инж. Крон необходима точная регулировка количества воздуха, подаваемого в каждую из зон горения. Очистка зольника производится через днище. Такое устройство газогенератора усложняет эту операцию и приводит к нарушению восстановительной зоны.

Выводы

Результаты испытаний подтвердили принципиальную возможность газификации топлива повышенной влажности в транспортных газогенераторах, но вместе с тем показали, что испытанные газогенераторы еще нельзя считать пригодными для промышленной эксплуатации. Чтобы внедрить их в серийное производство, необходимо решить ряд вопросов.

Стремление сделать газогенератор пригодным для топлива любой влажности приводит к тому, что их конструкция усложняется введением значительного количества регулировочных заслонок. Вследствие этого при эксплуатации установки возникают большие трудности, так как каждой влажности топлива должны соответствовать определенное давление нагнетаемого воздуха, количество выпускаемых в атмосферу паров влаги и продуктов сухой перегонки, количество выпускных газов, необходимых для подсушки топлива в бункере и определенные сечения сопел эжекторов. Только при этих определенных параметрах могут быть получены наибольшая возможная мощность и наиболее экономичный расход топлива. Тракторист или шофер, не всегда зная влажность топлива, не сможет нормально эксплуатировать машину.

Следует остановиться на каких-то узких пределах влажности топлива, которые наиболее вероятны после разделки свежесрубленной древесины и непродолжительного хранения ее на открытом воздухе. Приняв такую определенную влажность топлива за обязательную, можно подобрать для нее соответствующие параметры приспособлений для сушки древесины, не требующие дополнительной регулировки и, следовательно, не обременяющие тракториста дополнительной работой.

На транспортной установке топливо должно быть только сыпучее — чурки или измельченные отходы. Применение дров (швырка) с горизонтальной укладкой требует загрузки по одному — два полена с аккуратным расположением их по сечению бункера. Это удлиняет операцию загрузки и увеличивает вероятность отравления. Вертикальная загрузка дров (швырка) требует устройства специального пакета для загрузки, а возможность загрузки этого пакета зависит от количества выгоревшего топлива в бункере.

Чтобы обеспечить долговечность и ремонтоспособность камер газификации, их нужно делать только круглыми, а части, подвергающиеся наибольшему разрушению, быстросменными. Необходимо провести специальные исследования по подбору типа электродов, сечений швов и технологии сварки камер.

Для обеспечения надежной работы нагнетателей и их привода с числом оборотов 10000 в минуту необходимо провести специальные конструкторские и экспериментальные работы. Опыт заводских испытаний нагнетателей, устанавливаемых на двигателе и приводимых в движение ремнем от шкива вентилятора, показал ненадежность их работы. Очевидно, нагнетатель должен быть органически встроен в двигатель.

Крайне нежелательна для обслуживающего персонала работа газостановок под избыточным давлением, так как при этом должна быть обеспечена безукоризненная герметизация установок. Работы над газогенератором с удалением водяных паров при помощи эжектирования выпускными газами велись в ЛТА, Ленинградском филиале ЦНИИМЭ и на Кировском заводе.

Конструирование Исследования Испытания

Газогенераторный автомобиль УралЗИС-352

Б. П. ХУДЯКОВ, В. С. СМЕРНОВ

Уральский автозавод имени Сталина

УРАЛЬСКИЙ автозавод имени Сталина и Челябинский кузнечно-прессовый завод имени Сталина подготовили к производству новую модель газогенераторного автомобиля УралЗИС-352, имеющего ряд конструктивных и эксплуатационных преимуществ по сравнению с выпускаемым в настоящее время газогенераторным автомобилем ЗИС-21А. Новый автомобиль создан в результате творческого сотрудничества коллективов указанных заводов, НАМИ и Ленинградской лесотехнической академии им. Кирова.

При создании нового газогенераторного автомобиля было обращено особое внимание на возможность применения в качестве топлива древесных чурок повышенной влажности, на увеличение долговечности агрегатов газогенераторной установки, на уменьшение их металлоемкости, на облегчение

эксплуатации автомобиля в зимних условиях, на упрощение и облегчение обслуживания автомобиля.

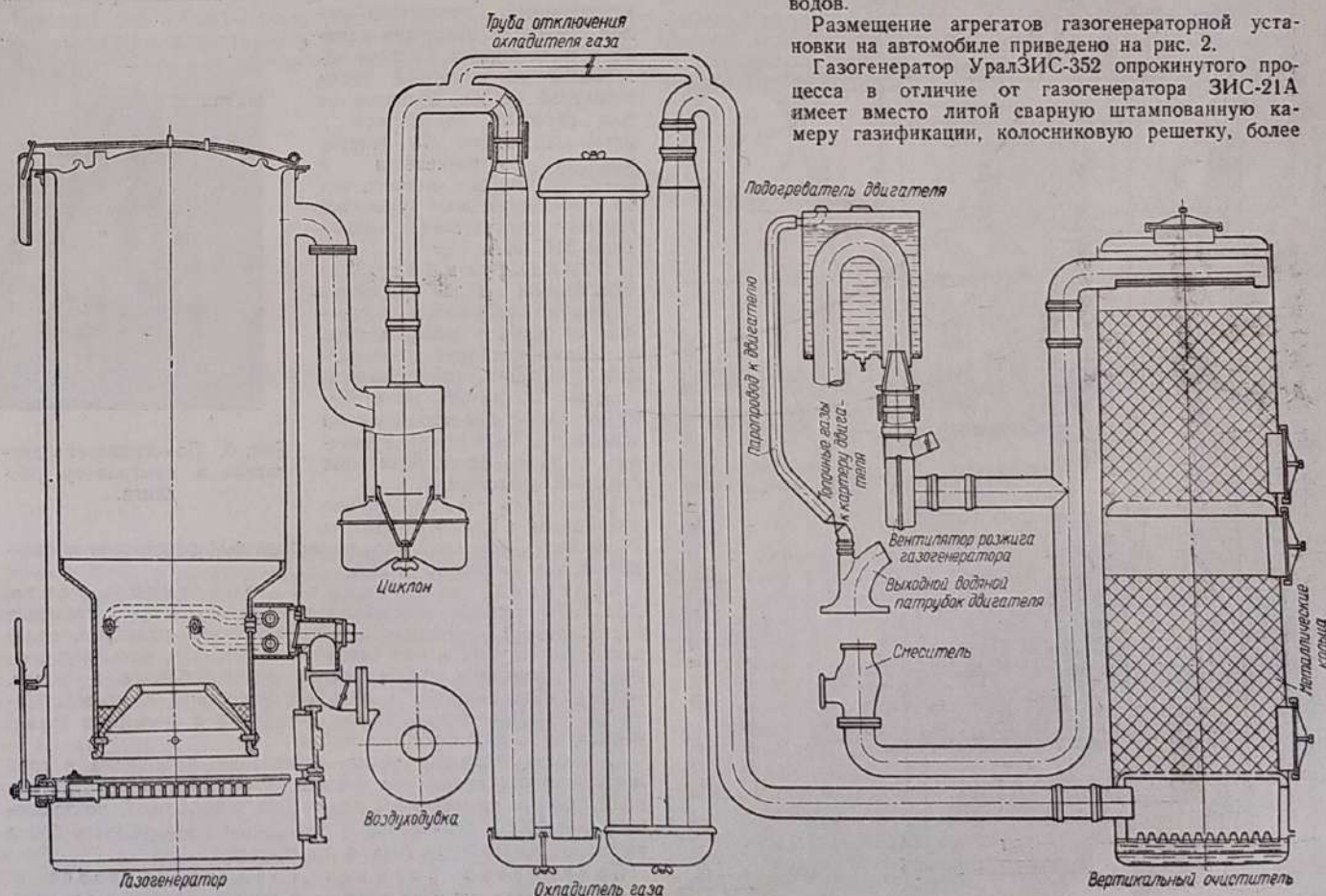
В автомобиле УралЗИС-352 использованы шасси автомобиля ЗИС-21А и некоторые узлы и детали (грузовая платформа, рама, откидной держатель запасного колеса и др.) автомобиля ЗИС-5.

Двигатель автомобиля УралЗИС-352 не отличается от двигателя автомобиля ЗИС-21А.

Газогенераторная установка. Газогенераторная установка, принципиальная схема которой приведена на рис. 1, состоит из газогенератора, инерционного очистителя-циклона, охладителя газа, вертикального очистителя, вентилятора розжига газогенератора, предпускового подогревателя двигателя, воздухоподогревателя, обеспечивающей возможность применения топлива повышенной влажности, и газопроводов.

Размещение агрегатов газогенераторной установки на автомобиле приведено на рис. 2.

Газогенератор УралЗИС-352 опрокинутого процесса в отличие от газогенератора ЗИС-21А имеет вместо литой сварную штампованную камеру газификации, колосниковую решетку, более



Фиг. 1. Схема газогенераторной установки автомобиля УралЗИС-352.

Государственная
Библиотека

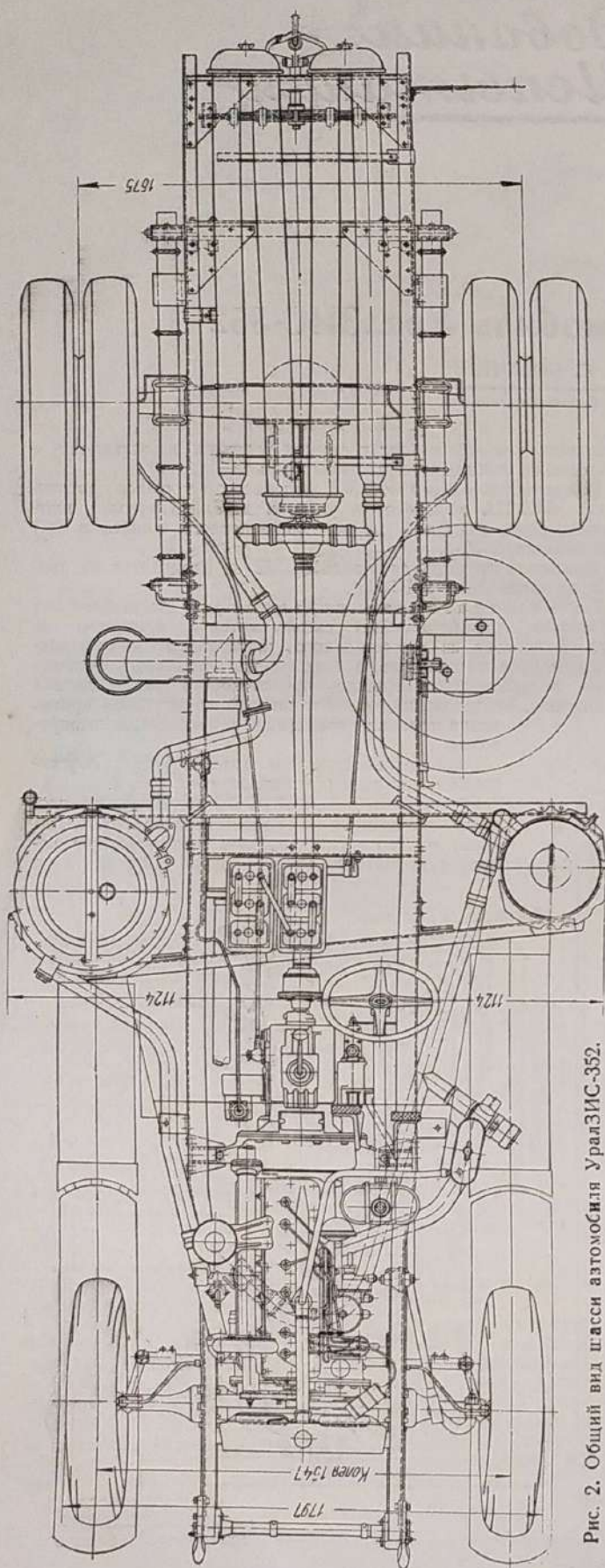


Рис. 2. Общий вид шасси автомобиля УралЗИС-352.

прочную крышку загрузочного люка и легкоъемные крышки боковых люков, служащих для удаления золы, угольной пыли и мелочи.

Камера газификации сварная, пятифурменная. Корпус ее изготовлен из листовой стали толщиной 8 мм. К корпусу камеры приварены пять фурм, из которых четыре имеют внутренний диаметр 13,5 мм и одна, расположенная в воздухо-распределительной коробке, 10 мм. Четыре фурмы соединены с воздухо-распределительной коробкой трубами.

Горловина камеры газификации отливается из жаростойкого чугуна или из малоуглеродистой стали и крепится к корпусу камеры на четырех штырях. Между корпусом камеры и горловиной имеется асбестовое уплотнение.

Колосниковая решетка состоит из двух частей: качающейся и неподвижной. Качающаяся часть решетки, отливаемая из углеродистой стали, приводится в движение в случае необходимости при помощи рычага, находящегося на оси решетки. Неподвижная часть решетки, состоящая из двух стальных штампованных сегментов, крепится на кронштейнах, приваренных к корпусу газогенератора.

Расстояние между колосниковой решеткой и фланцем горловины камеры газификации составляет 35—40 мм.

На крышке загрузочного люка газогенератора имеется патрубок с заслонкой, управляемой из кабины и служащей для кратковременного, по мере надобности, выпуска паров избыточной влаги в атмосферу при использовании древесных чурок с абсолютной влажностью более 40%.

Срок службы газогенератора УралЗИС-352 по сравнению с газогенератором ЗИС-21А в 1,5—2 раза больше.

Наличие качающейся колосниковой решетки и легкоъемных крышек люков позволило сократить в 5—6 раз время на обслуживание газогенератора. Не требуются перезарядка газогенератора и периодическая заправка древесным углем восстановительной зоны камеры газификации. Очистку зольника газогенератора можно производить во время работы автомобиля.

Инерционный очиститель-циклон. Для очистки газа от золы и угольной пыли применен высокоэффективный инерционный очиститель-циклон, имеющий вихревую камеру и пылесборник. Циклон изготовлен из листовой стали толщиной 1,5 мм, крепится он под грузовой платформой к раме автомобиля. На очистку циклона затрачивается в 8—10 раз меньше времени, чем на обслуживание трубчатых грубых очистителей автомобиля ЗИС-21А.

Охладитель газа. Для охлаждения газа применен трубчатый охладитель, состоящий из четырех последовательно соединенных труб диаметром 102 мм. Для периодической очистки охладителя предусмотрены люки с легкоъемными крышками. Охладитель крепится к раме автомобиля под грузовой платформой.

Охладитель газа и циклон автомобиля УралЗИС-352 на 71 кг легче, чем комбинированный грубый очиститель и охладитель автомобиля ЗИС-21А.

Вертикальный тонкий очиститель газа. Для окончательной очистки газа от угольной пыли применен вертикальный очиститель с металлическими кольцами, отличающийся от очистителя автомобиля ЗИС-21А меньшими размерами, наличием барботажного приспособления и люков, облегчающих загрузку и выгрузку колец при промывке. Наличие дополнительных люков сократило в 3—4 раза время, необходимое для выгрузки колец.

С целью предотвращения замерзания конденсата в слое металлических колец при низкой температуре в охладителе предусмотрен специальный газопровод с заслонкой, позволяющей выключать охладитель и тем самым поддерживать более высокую температуру газа в очистителе.

Вентилятор розжига топлива в газогенераторе. Для розжига топлива в газогенераторе и для приведения в действие предпускового подогревателя двигателя

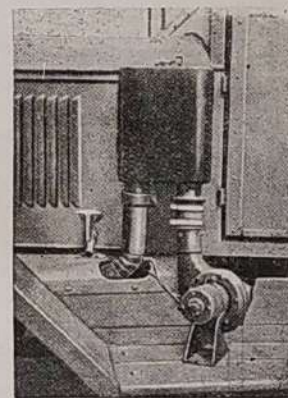


Рис. 3. Подогреватель двигателя и вентилягор розжига.

применен электрический вентилятор типа АР-50. По сравнению с электровентилятором автомобиля ЗИС-21А он имеет повышенную на 20% производительность, потребляет на 35% меньше электроэнергии и в 2,2 раза легче.

Вентилятор установлен на левой подножке автомобиля (рис. 3).

Предпусковой подогреватель двигателя. Для улучшения эксплуатационных качеств автомобиля применен предпусковой подогреватель двигателя (рис. 3), в котором для подогрева воды используется генераторный газ. Получаемый в подогревателе пар направляется по шлангу через выходной водяной патрубок в водяную рубашку двигателя. Сгоревший в горелке подогревателя газ используется для подогрева картера двигателя.

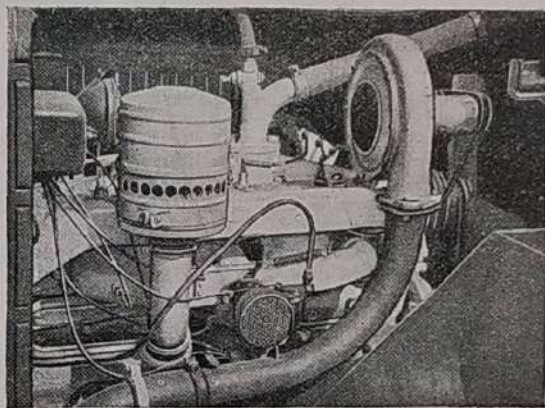


Рис. 4. Двигатель с воздуходувкой.

Предпусковой подогреватель включается через 3—4 мин. после начала розжига топлива в газогенераторе.

Парообразование в подогревателе начинается через 3—5 мин. горения газа в горелке.

Подогрев двигателя считается законченным, если коленчатый вал проворачивается заводной рукояткой.

Воздуходувка (центробежный нагнетатель). Воздуходувка предназначена для подачи воздуха в газогенератор под небольшим избыточным давлением. Наличие в газогенераторной установке воздуходувки позволяет в случае применения топлива повышенной влажности производить подсушку его в бункере газогенератора, а образующиеся пары влаги выпускать в атмосферу через патрубок, расположенный в верхней части газогенератора.

Воздуходувка установлена на двигателе (рис. 4), привод ее осуществляется клиновидным ремнем от шкива вентилятора двигателя. Для регулирования натяжения приводного ремня установлен натяжной ролик.

Газопроводы. На автомобиле УралЗИС-352 применены газопроводы диаметром 63,5 мм.

Газогенераторная установка автомобиля весит 460 кг (вес газогенераторной установки ЗИС-21А—550 кг). Вес в кг отдельных агрегатов газогенераторной установки приведен ниже.

	УралЗИС-352	ЗИС-21А
Газогенератор	198,5	207
Грубый очиститель	—	126
Циклон	14	—
Охладитель	41	—
Вертикальный очиститель	52	58
Металлические кольца	51	51
Газопроводы	27	21
Вентилятор розжига	6	13
Воздуходувка	15	—
Предпусковой подогреватель двигателя	6	—
Отстойник для конденсата	—	3
Детали крепления	47	68
Бензобак	2,5	2,6

Электрооборудование. На автомобиле УралЗИС-352 применено улучшенное по сравнению с автомобилем ЗИС-21А электрооборудование. Мощность генератора 216 ат, емкость аккумуляторной батареи 144 а-ч; установлен трехконтактный включатель стартера.

Заводские испытания и проверка автомобилей в эксплуатационных условиях показали значительные преимущества газогенераторного автомобиля УралЗИС-352 перед газогенераторным автомобилем ЗИС-21А.

Метод количественной оценки режимов работы автомобиля и его механизмов

Канд. техн. наук С. А. ЛАПТЕВ

НАМИ

НЕОБХОДИМОЙ предпосылкой для создания автомобиля, отвечающего высоким требованиям социалистического народного хозяйства, автомобиля равнопрочного и равноизносостойкого во всех своих частях, надежного и экономичного, является объективное глубокое изучение режимов работы автомобиля и его агрегатов.

В отечественной автомобильной литературе отмечается настоятельная потребность широкой постановки исследований рабочих процессов и явлений, происходящих в автомобиле и его механизмах.

Акад. Е. А. Чудаков в статье «Основные направления научно-исследовательской работы в области конструирования автомобиля»¹ указывает, что наряду с разработкой теории автомобиля в целом «необходимо поставить изучение рабочего процесса отдельных механизмов и уточнить определение нагрузок, действующих на различные детали этих механизмов».

А. В. Осипян в статье «Развитие научных исследований автомобилей в СССР»² пишет: «Отказ от прежней субъективной оценки автомобиля шоферами-испытателями и коренное изменение методов испытания... возможно точное воспроизведение дорожных условий при стендовых лабораторных испытаниях, пользование при этом приборами для объективной регистрации процессов—все это позволит быстро и точно выявлять правильные и ошибочные решения в экспериментальных и промышленных моделях автомобилей».

Приведенные высказывания свидетельствуют о большой актуальности рассматриваемого вопроса. Однако в практике экспериментальных работ тематика, относящаяся в указанной области, не получила еще должного развития. В частности, при дорожных испытаниях автомобилей не нашла широкого и всестороннего применения количественная оценка режимов работы автомобиля и его агрегатов.

¹ «Автомобильная промышленность» № 1, 2, 1946.

² «Автомобильная промышленность» № 11, 1949.

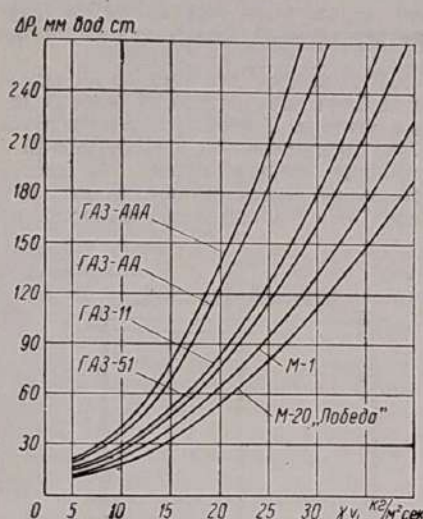


Рис. 7. Аэродинамическое сопротивление радиаторов.

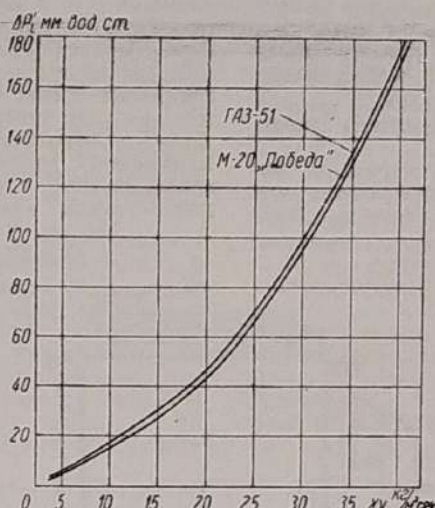


Рис. 8. Сопротивление облицовок радиаторов и жалюзи.

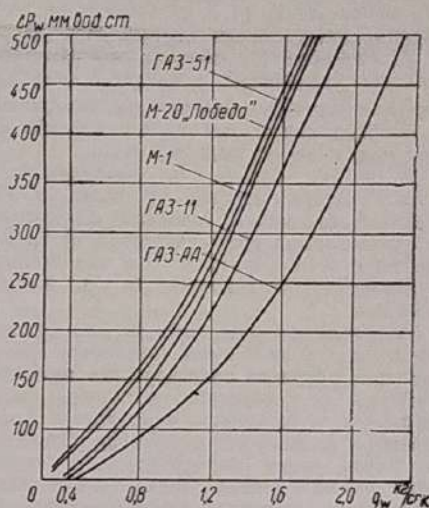


Рис. 9. Гидравлическое сопротивление радиаторов.

Выводы

1. Одним из основных факторов, обуславливающих тепловую эффективность трубчато-пластинчатого радиатора, является скорость обдувания его воздухом. С увеличением скорости воздуха повышается общий коэффициент теплопередачи, причем чем больше скорость воздуха, тем большее увеличение коэффициента теплопередачи вызывает одно и то же увеличение скорости воздуха.

2. Увеличение скорости циркуляции воды в трубках также является средством повышения тепловой эффективности трубчато-пластинчатых радиаторов. Весьма желательно повышать скорость воды в трубках до 0,7—0,8 м/сек.

3. Некачественная пайка охлаждающих пластин снижает тепловую эффективность радиатора на 33—40%. Качество

изготовления радиаторов необходимо контролировать путем периодической проверки их в аэродинамической трубе.

4. Из числа испытанных радиаторов автомобиля М-20 «Победа» обладает лучшими теплорассеивающими качествами и имеет наибольший теплосъем с единицы веса металла, затраченного на изготовление охлаждающей сердцевины.

5. Радиаторы с расположением трубок под углом к потоку воздуха — типа ГАЗ-АА и ГАЗ-ААА — для современных автомобилей с высокими скоростями движения не могут быть рекомендованы вследствие большого аэродинамического сопротивления. Минимальным сопротивлением, а следовательно, и лучшими аэродинамическими качествами из числа испытанных обладает радиатор автомобиля М-20 «Победа».

6. Размеры трубок и скорость циркуляции воды в них следует выбирать из соображений получения наивысшей тепловой эффективности радиатора.

Исследование работы бункера транспортного газогенератора

Д-р техн. наук Н. П. ВОЗНЕСЕНСКИЙ

Сибирский лесотехнический институт

БУНКЕР транспортного газогенератора служит местом прогрева, подсушки и сухой перегонки топлива. Это — стадия одного процесса топливоприготовления для газификации в камере; в ряде участков бункера они протекают одновременно и находятся во взаимной связи. Активная зона газогенератора обращенного процесса, работающего на древесине, должна быть заполнена не древесиной, а древесным углем. Слабо обугленная древесина допускается лишь до пояса фурм, но не ниже.

Несмотря на долгие исследования работы транспортных газогенераторов, вопрос о работе бункера почти не освещен в литературе. И. С. Мезин, задавшись целью суммировать результаты всех опытных и теоретических исследований транспортных газогенераторов, в своей диссертации делает принципиальные замечания о работе бункера не на базе исследовательского материала, а путем догадок и предположений.

И. С. Мезин предполагает, что к началу зоны горения (к фурмам) подается частично обугленная древесина, но не древесный уголь. Это предположение вероятно, но не доказано опытным путем.

По мере опускания топлива в бункере происходит его прогрев, сушка и сухая перегонка. Вопрос о прогреве топлива в газогенераторах обращенного процесса теоретически освещен в работе Б. В. Канторовича [1]. В ней справедливо отмечается, что в бункере газогенераторов обращенного процесса создаются несколько худшие условия прогрева, чем в газогенераторах прямого процесса. Горячие генераторные

газы направляются вниз, а не вверх, где текут основные процессы прогрева, и не могут служить в качестве теплоносителя. С подобным недостатком борются. Во всех серийных конструкциях горячие генераторные газы обогревают бункер снаружи и передают значительную долю тепла топливу. Предпринимаются попытки направить часть генераторного газа внутрь подогреваемого слоя для его прогрева и подсушки. Тем не менее процесс прогрева в газогенераторах обращенного процесса затруднен в связи со слабой теплопередачей путем конвекции.

В своей работе Б. В. Канторович выводит суммарный коэффициент радиации и кондуктивной теплопроводности λ :

$$\bar{\lambda} = (1 - m) \lambda + m \alpha_A = \frac{m d}{\frac{\psi_1}{\alpha_A} + \frac{\psi_2 d}{\lambda}} + (1 - m) \lambda, \quad (1)$$

где m — коэффициент порозности слоя;
 λ — коэффициент теплопроводности;
 d — размер куска;
 α_A — суммарный коэффициент лучистого теплообмена;
 α_{A1} — коэффициент лучистого теплообмена.

$$\alpha_A = \frac{1}{\frac{\psi_1}{\alpha_{A1}} + \frac{\psi_2 d}{\lambda}}$$

где коэффициенты ψ_1 и ψ_2 зависят от геометрической конфигурации межкускового пространства [2].

Из формулы (1) следует, что увеличение диаметра куска топлива увеличивает суммарный коэффициент теплопроводности λ и усиливает прогрев верхних слоев топлива.

Необходимая высота зоны подготовки определяется сушкой топлива, а не его подогревом.

В работе [3] Б. В. Канторович рассматривает вопросы сушки топлива в печах и газогенераторах для условий, близких к условиям протекания процесса сушки в стационарных газогенераторах. В транспортных газогенераторах они значительно отличаются от принятых Б. В. Канторовичем.

Опытным путем [4] доказано, что процесс прогрева, сушки и сухой перегонки, протекающий в бункере транспортного газогенератора, не является установившимся; в данной точке бункера температура изменяется в зависимости от времени. Особенно наглядно видна нестационарность теплового режима бункера транспортного газогенератора из опытных данных, приведенных в диссертации И. С. Мезина. Опыты проводились на древесноуглеродном газогенераторе типа ЗИС-21 с подогревом бункера отходящим газом. Температура замерялась в трех зонах по времени выжига топлива при различных расходах газа. Первая зона была на 1420 мм выше фурм, вторая и третья — соответственно на 1075 и 720 мм. Анализируя этот опытный материал, И. С. Мезин приходит к выводу, что «температура в третьей зоне прямо пропорциональна времени z работы газогенератора.

$$t = \alpha z,$$

где α — коэффициент».

«Аналогичные закономерности роста температуры по времени расхода чурок были получены для второй и первой зон».

Однако И. С. Мезин не указывает, что рост температур происходит лишь до известных границ в пределах времени работы на данной загрузке топлива.

Нестационарность теплового режима бункера обусловлена тем, что загрузка топлива происходит периодически, через небольшие промежутки времени (около 1 часа), в пределах которых наблюдается изменение температуры в данной точке бункера. При израсходовании большей части топлива бункер пополняют свежим топливом, которое прогревается не только по мере передвижения вниз, к поясу высоких температур, но и во время пребывания в бункере. Температура в нем в данной точке непрерывно возрастает до момента свежей загрузки, после чего резко падает, и процесс прогрева начинается снова.

Сложность аналитического исследования совместно протекающих процессов в бункере транспортного газогенератора, а также нестационарность теплового режима вызывают необходимость проведения опытных работ.

С целью получения наиболее надежных данных о работе бункера проведены опытные исследования промышленных газогенераторных установок, работающих на лесовывозке в Александровском леспромпхозе. Газогенераторные установки монтировались или на тракторах КТ-12, или на передвижных электростанциях.

Исследование проводилось на газогенераторных установках двух групп, характеризующихся родом применяемого топлива и наличием или отсутствием принудительных газовых потоков в бункере. Первая группа установок работала на березовых чурках размером от $5 \times 6 \times 7$ до $6 \times 6 \times 8$ см, предварительно подсушенных до 20—25%-ной абсолютной влажности. Принудительных газовых потоков для облегчения сушки в бункере не было; последний обогревался снаружи горячими отходящими генераторными газами. Эта группа представляла собой наиболее распространенный тип промышленного транспортного газогенератора (например ЗИС-21). В нее входили

установки Г-19 и Имберт; первая была установлена на тракторе КТ-12, вторая — на передвижной электростанции завода Лова (Германия).

Вторая группа включала установки, работающие на сырых швырковых дровах при наличии принудительных газовых потоков по слою топлива в бункере. К этой группе относились установки ЦНИИМЭ-17 на тракторе КТ-12 и ЦНИИМЭ-23 и ЦНИИМЭ-21 на передвижных электростанциях. На рис. 1 приведена схема газогенератора первой группы, на рис. 2 — второй группы. Как видно, оба газогенератора работали по

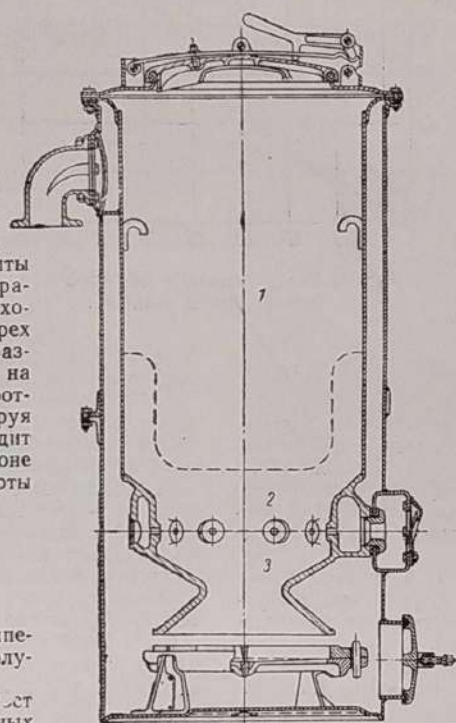


Рис. 1. Распределение различных областей течения процесса в газогенераторе серийного типа:

1 — область прогрева и подсушки топлива; 2 — область сухой перегонки; 3 — активная зона.

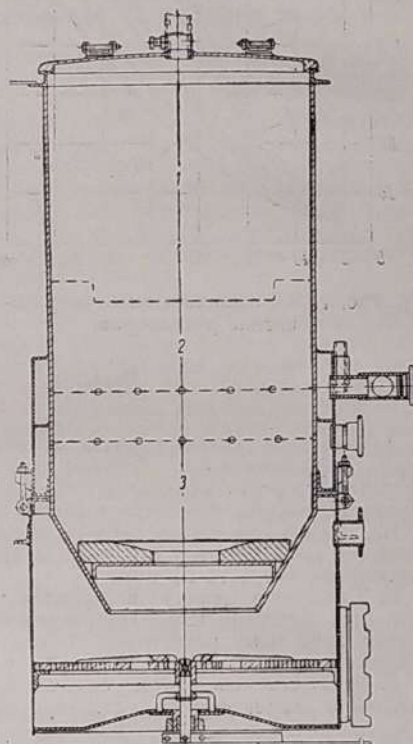


Рис. 2. Распределение различных областей течения процесса в опытном газогенераторе ЦНИИМЭ-23:

1 — область прогрева и подсушки топлива; 2 — область выгонки летучих и течения прямого процесса газификации; 3 — активная зона.

обращенному процессу, причем в первом применен периферийный обогрев топлива отходящими газогенераторными газами, во втором этого устройства нет, но обогрев усилен за счет прохождения части горячих газов через слой топлива в бункере. Первый газогенератор работал под разрежением, создаваемым двигателем, второй — под давлением, создаваемым вентилятором.

За показатель степени интенсивности работы бункера по топливоприготовлению принималось изменение влажности топлива в процентах по толщине слоя в бункере (практически в зависимости от расстояния до фурм) и процентное содержание углерода по элементарному составу. Влажность выявлялась по всей толщине слоя в бункере, содержание углерода определялось по элементарному составу лишь для тех участков, где наблюдалось его отклонение от исходного, т. е. для слоев, близких к фурмам.

Отбор проб топлива для анализа производился следующим образом.

Газогенератор обычным способом пускался в работу на той нагрузке, которая являлась для него нормальной. Для заправки использовалось соответствующее топливо. Многочисленные замеры влажности свежесрубленной древесины показали, что березовые поленья имели влажность 45—80% в зависимости от места ствола, из которого они были выпилены. Наибольшую влажность имела заболонная часть, наименьшей влажностью обладало ядро.

Газогенератор работал в обычных условиях эксплуатации.

Чтобы исключить влияние начальной пусковой стадии работы, до отбора проб топлива из бункера выдерживался промежуток времени, в течение которого производилось не менее двух выработок бункера.

Свежее топливо загружалось не ранее чем через 40 мин. и до верха бункера. По прошествии указанного времени и 20 мин. после последней загрузки газогенератор глушился с принятием мер для прекращения обмена между атмосферой и газогенератором.

Пробы топлива отбирались как из горячего газогенератора, т. е. немедленно после заглушки (тип ЦНИИМЭ), так и по прошествии некоторого времени, необходимого для охлаждения аппарата (тип ЗИС-21). Во всех случаях проба немедленно помещалась для охлаждения в герметически закрытый металлический предварительно взвешенный сосуд.

Пробы топлива отбирались по слоям, параллельным к плоскости фурменного пояса. Расстояние между соседними слоями составляло 150 мм и только внизу бункера 75 мм. Положение слоя определялось его расстоянием от плоскости фурменного пояса.

Из каждого слоя отбирались два или четыре образца топлива, чтобы выявить протекание процесса топливоприготовления у стенки бункера и у центра слоя (в середине бункера). Направление радиуса, по которому брались пробы, условно принималось нормальным к направлению оси фурмы.

Топливоприготовление в бункере газогенератора обращенного процесса серийного типа

Газогенераторы обращенного процесса имеют бункер значительной высоты, но загрузочный люк небольшого диаметра. Это создавало трудности при отборе образцов топлива, вследствие чего последние вынимались только после остывания газогенератора.

Пробы отбирались после ночной стоянки, т. е. спустя 8 час. после остановки машины. Процессы сухой перегонки могли

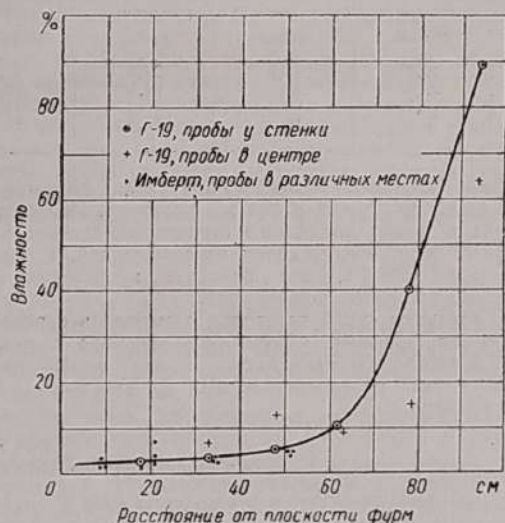


Рис. 3. Изменение влажности чурок по высоте бункера у газогенератора Г-19 и Имберт.

происходить и за время охлаждения газогенератора, вследствие чего данные о величине зоны сухой перегонки оказались бы завышенными. Однако по абсолютной величине эти данные были исключительно малыми.

Исходная влажность древесных чурок составляла 20—25%; после стоянки влажность верхних слоев повысилась в результате увлажнения от поднимающихся паров до 94%. Это характерно для работы бункера указанной установки. По мере приближения к фурмам влажность падает до 2,3% на расстоянии 18 см от них.

На рис. 3 полученные данные нанесены на график. Для проб, взятых у стенки, получена плавная кривая, характеризующая падение влажности топлива по мере приближения к фурменному поясу. Внешний вид образцов и последующий их химический анализ, произведенный в лаборатории химии и генезиса угля Института горючих ископаемых Академии

наук СССР, показали, что процессы сухой перегонки начинаются лишь в самых нижних частях бункера, находящихся на расстоянии от фурм не свыше 20 см. Весь остальной слой топлива в процессах сухой перегонки почти не участвует (общая толщина слоя около 100 см), заметное увеличение содержания углерода в горючей массе кусков древесины обнаружено с 18 см над фурмами. Содержание углерода составило для пробы в середине 51,0%, для пробы у стенки 53,3% при содержании водорода 6,0 и 5,9%. Древесина превращалась в древесный уголь лишь на расстоянии около 10 см над фурмами.

Образцы топлива из бункера газогенератора Имберт были взяты спустя 4 часа после остановки машины. Эти образцы свидетельствовали о наличии в бункере почти тех же процессов сухой перегонки, что и в установке Г-19. Разница заключалась лишь в том, что обогрев стенок оказался более интенсивным и в непосредственной близости от них процесс сухой перегонки распространялся на несколько больший слой.

Таблица 1
Влажность топлива по высоте бункера газогенератора Имберт

Расстояние от фурм в см	Абсолютная влажность в %	
	у стенки	в середине
9	1,6	1,5
21	3,9	2,0
34	2,5	2,3
51	4,0	3,0
64	15,1	2,9
		35,0

Ход процесса сушки виден из табл. 1. По оси бункера процессы сухой перегонки замечались лишь с уровня 9—15 см. Содержание углерода на уровне 9 см от фурм составляло 49,64%, водорода 5,99%. У стенок бункера на уровне 34 см от фурм в элементарном составе топлива содержание углерода оказалось равным 58,6%, водорода 5,6%.

Очевидно, газогенератор этой группы обеспечивал интенсивный прогрев топлива у стенки; однако этот прогрев слабо распространялся в глубь слоя, где процессы перегонки сосредоточены вблизи пояса фурм (рис. 1).

На уровне фурм и ниже имеется хорошо выжженный древесный уголь. Анализ образца, взятого на 10 см ниже пояса фурм, показал содержание углерода 80,97% и водорода 3,64%.

Так как процессы сухой перегонки могли протекать во время охлаждения газогенератора, следует заключить, что при работе газогенератора область сухой перегонки по оси бункера еще более уменьшается и практически в верхнюю часть зоны горения попадает обугленная древесина (головни), которая быстро превращается в хорошо выжженный древесный уголь. Плоскость, проходящая через фурмы, может быть принята за условную границу, где в основном завершается стадия сухой перегонки. В центральной части газогенератора эта граница проходит несколько ниже плоскости фурм. Распределение различных зон схематически показано на рис. 1.

Вопреки сложившемуся мнению, что процессы сухой перегонки протекают в значительном объеме бункера, исследование выявило течение этих процессов лишь в тонком слое толщиной около двух диаметров кусков топлива в непосредственной близости от пояса высоких температур. Близкое к этому заключение было сделано ранее в работах НАТИ по буроугольным газогенераторам.

Обогрев топлива горячими отходящими газами через стенку бункера способствует течению процессов сухой перегонки в местах прилегания кусков к горячим стенкам; у стенок протекание процесса сухой перегонки также ограничено тонким слоем у нижних стенок бункера.

Проведенные исследования дали возможность впервые выявить границы различных зон в транспортном газогенераторе обращенного процесса. Было установлено, что летучие выделяются из древесных чурок в течение 10 мин. (время, за которое топливо опускается на 12 см). В этом коренное отличие процессов перегонки в бункере транспортного газогенератора.

Бункер газогенератора с особо интенсифицированным топливоприготовлением

Серийные автотракторные газогенераторы обращенного процесса работают на древесных чурках влажностью не выше 20%. Применение древесины с большей влажностью в них затруднено. Пары воды, испарившейся из топлива, проходят через активную зону, вследствие чего температура ее понижается и процесс газообразования ухудшается. Повышение влажности древесины сверх 20% значительно снижает мощность двигателя.

При необходимости применять топливо повышенной влажности в газогенераторах обращенного процесса из древесины, находящейся в бункере, удаляют излишнюю воду. Однако это мероприятие способствует лучшему протеканию процесса газификации, но не вызывает повышения эффективного к. п. д. установки. Повышение влажности сверх определенного предела снижает эффективный к. п. д., т. е. увеличивает удельный расход топлива.

Для удаления излишков влаги из бункера без нарушения процессов в активной зоне применяются следующие мероприятия:

- 1) для газогенераторов, работающих под разрежением, — конденсационные (паровые) рубашки;
- 2) для газогенераторов, работающих под небольшим давлением, — выпуск части генераторного газа с парами воды в атмосферу через особое отверстие в бункере.

В последнем случае активная зона располагается по обе стороны от плоскости фурменного пояса. Нижняя часть зоны работает, как и в обычном генераторе обращенного процесса, а верхняя — как в генераторе прямого процесса, только получаемые газы не используются потребителем, а служат теплоносителями для передачи тепла топливу, находящемуся в бункере. Химическая энергия этих газов не используется, так как они выбрасываются в атмосферу вместе с парами воды и иными вредными для работы двигателя продуктами сухой перегонки.

Конденсационные рубашки широкого распространения не получили. Выпуск паров воды вместе с частью газогенераторного газа в атмосферу применяется за последнее время в небольшой серии установок ЦНИИМЭ и опытных установках ЛТА (тракторы, автомобили и передвижные электростанции).

Эти установки хотя и имеют значительно пониженный к. п. д., используют древесину различной влажности, даже сырораствующую. Это ценное качество их может иметь решающее значение при выборе типа установки для некоторых частных случаев эксплуатации (например экспедиционные условия, работа в отрыве от баз снабжения).

Для выявления особенностей топливоприготовления в бункере газогенератора этого типа были проведены исследования работы описываемых установок. Образцы топлива отбирались при различном времени, прошедшем с момента заглохения генератора: после ночной стоянки, часовой стоянки, получасовой стоянки, из горячего газогенератора.

В установке ЦНИИМЭ-23, работавшей на сырораствующей древесине в виде поленьев длиной 0,5 м, влажность топлива после ночной стоянки распределялась по высоте бункера следующим образом (табл. 2).

Таблица 2

Абсолютная влажность топлива в %, по высоте бункера газогенератора ЦНИИМЭ-23 после ночной стоянки

Расстояние от фурм в мм	У стенки бункера		В середине бункера	
	Конеч полена	Середина полена	Конеч полена	Середина полена
0	—	—	—	—
75	6,0	0,0	6,1	1,4
150	26,7	4,8	14,9	11,6
300	39,9	39,3	42,3	45,0
450	68,9	60,1	43,9	43,6
600	69,0	54,7	47,6	63,6
750	54,4	79,6	60,7	63,6

На уровне фурм и ниже находился древесный уголь размером 20—30 мм. Как видно из таблицы, влажность древесины значительно снижается лишь с расстояния 300 мм от фурм.

Распределение влажности различной древесины по высоте бункера ЦНИИМЭ-23 после часовой и получасовой стоянки в случае заглохения газогенератора приведено в табл. 3.

Таблица 3
Абсолютная влажность топлива в %, по высоте бункера газогенератора ЦНИИМЭ-23

Расстояние от фурм в мм	У стенки		В середине	
	Конеч полена	Середина полена	Конеч полена	Середина полена
После часовой стоянки				
0	1,3	0,7	0,7	0,0
50	8,5	15,7	0,6	13,2
200	6,9	25,6	17,0	36,5
350	30,8	41,0	37,4	54,0
500	21,5	50,4	32,9	41,1
После получасовой стоянки				
150	12,2	26,9	—	0,2
300	25,2	45,5	18,5	38,1
450	35,9	40,5	9,5	27,5
500	51,3	77,6	45,7	63,8

Анализ элементарного состава образцов показал, что процесс сухой перегонки сосредоточен в нижней части бункера, рядом с поясом фурм. В образце, взятом у стенки (середина полена) после часовой стоянки, содержание углерода на расстоянии 50 мм выше фурм составляло 49,4%, на уровне фурм 56,0%, ниже пояса фурм 80,0—84,0%.

Данные, характеризующие случай, когда образцы для анализа были взяты непосредственно после остановки газогенератора, приведены в табл. 4.

Таблица 4

Абсолютная влажность топлива в %, по высоте бункера газогенератора ЦНИИМЭ-23 в работающем состоянии

Расстояние от фурм в см	Полено у стенки		Полено в середине	
	Конеч полена	Середина полена	Конеч полена	Середина полена
0	Уголь	Уголь	Уголь	Уголь
10	5,8	6,6	—	—
20	19,5	41,0	26,7	47,3
30	27,9	52,0	69,1	79,7
45	72,1	80,4	66,4	73,4
60	73,1	98,4	63,8	91,0

При сушке длинных поленьев получался разнообразный материал даже при одних и тех же условиях. Поленья были не окорены и имели различную степень обнажения поверхности. Кроме того, они состояли из заболонной, а также из ядровой части ствола; ряд поленьев представлял собой разные промежуточные комбинации.

Течение процесса сухой перегонки отмечалось с расстояния 15—20 см над фурмами. Содержание углерода в процентах при определении элементарного состава в близлежащих к фурмам слоях приведено в табл. 5 для поленьев, взятых у стенки бункера.

Таблица 5

Течение процесса сухой перегонки в газогенераторе ЦНИИМЭ-23 по высоте бункера (содержание химических элементов в %)

Расстояние от фурм в мм	Конеч полена		Середина полена	
	Углерод	Водород	Углерод	Водород
0	—	—	60,1	5,25
100	55,20	5,70	56,8	5,60
300	Необугленная древесина		49,5	—

В газогенераторе этого типа удаление летучих и течение прямого процесса газификации сосредоточены в слое толщиной около 200 мм над плоскостью фурменного пояса. Сушка происходит главным образом в нижней части бункера, примерно на высоте 300—400 мм от фурм. Наиболее интенсивное подсушивание наблюдается с расстояния 250 мм от фурм. Расстояние 300—400 мм достаточно, чтобы просушить полено до весьма малой влажности. Концы поленьев сохнут быстрее середины.

Результаты исследования топливоприготовления в бункере газогенераторов позволили сделать ряд выводов, касающихся конструкции транспортных газогенераторов.

В транспортных газогенераторах обращенного процесса (серийных или типа ЦНИИМЭ-23) топливоприготовление сосредоточено в нижней части бункера, вблизи фурменного пояса. Размер зоны топливоприготовления не превышает $\frac{1}{3}$ высоты бункера. Следовательно, размеры бункера в данном случае определяются не условиями топливоприготовления, а условиями эксплуатации: необходимым запасом топлива, которое должно быть загружено в бункер для обеспечения определенного пробега машины (или времени ее работы), и габаритами последней. При проектировании бункера следует обращать внимание и на условия топливоприготовления. Отсутствие конвективного переноса значительного количества тепла в бункерах серийных газогенераторов приводит к замедленному теплообмену между топливом в бункере и зоной горения. Кроме того, при отсутствии газовых потоков по слою в бункере затруднено удаление влаги. Газогенераторы ЦНИИМЭ создают значительно лучшие условия сушки, чем серийные. Однако необходимо отметить, что удаление тепла из активной зоны, не связанное с протекающими в ней реакциями (например для подсушки топлива), снижает эффективность газификации.

С другой стороны, чтобы полностью использовать топливо, загруженное в газогенератор, целесообразнее сохранить тепло слоя в камере газификации. В этом случае серийные газогенераторы представляют собой более совершенные установки, чем ЦНИИМЭ, и только невозможность или нерентабельность сушки может препятствовать их применению.

Удаление тепла из зоны горения для сушки топлива не является единственным путем повышения экономичности установок. Можно также использовать для этой цели физическое тепло отходящих газов из газогенератора и выпускных газов двигателя.

Одним из возможных вариантов решения этого вопроса является применение бункера транспортного газогенератора с особо интенсифицированным топливоприготовлением. Для лучшей циркуляции газов, а следовательно, для облегчения подвода тепла, удаления паров и части продуктов швеллевания поленья располагают в бункере вертикально. При таком расположении точность длины дров не соблюдается и не создаются условия прорыва газов у стенки, как при поперечной укладке дров.

Для передачи максимального количества тепла топливу, находящемуся в бункере, необходимо использовать отходящие газы генератора, выпускные газы двигателя при работе газогенератора под небольшим давлением, вследствие наддува в фугорку. Отходящие газы газогенератора обогревают бункер снаружи (рис. 4).

Для наилучшей теплопередачи от выпускных газов к топливу предлагается следующее устройство. Внутри бункера (рис. 4 и 5) вводится теплообменник-глушитель с трубой 2 и крестовиной 4. Труба 2 соединяется с выпускным патрубком двигателя и имеет три или четыре приварные камеры, образующие крестовину 4. Труба 2, к которой приварены камеры, сообщается с последними при помощи отверстий 3. Крестовина 4 имеет в нижней части ряд небольших отверстий 5, через которые выпускные газы, обогревая стенки крестовины,

выходят в бункер с топливом. Нижний конец трубы 2, находящийся в бункере, заглушен.

Выпускные газы, поступая в трубу 2, проходят три-четыре камеры крестовины и нагревают их, а затем направляются в бункер с топливом через отверстия. Вследствие наличия избыточного давления в бункере и отверстия в его верхней части (патрубок 1) газы, поднимаясь вверх, забирают с собой выделяющиеся пары и уносят их в атмосферу.

Слой топлива в бункере оказывается разбитым на три-четыре части, каждая из которых со всех сторон интенсивно обогревается горячими стенками и продувается выпускными газами и частично газами, поднимающимися от фурм. Тем самым создаются условия высокой интенсификации топливоприготовления. Однако значение предлагаемого устройства не ограничивается теплопередачей от газов к топливу. Крестовина

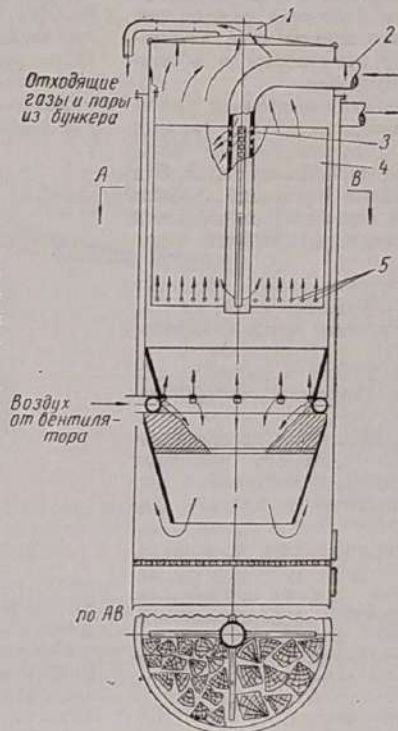


Рис. 4. Опытный газогенератор ЦНИИМЭ-19 с вертикальной укладкой штырьковых дров в бункере конструкции Н. П. Вознесенского.

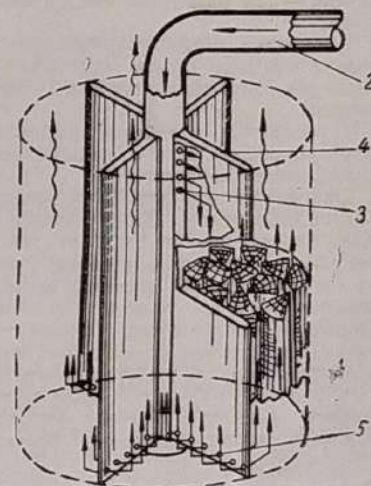


Рис. 5. Крестовина-глушитель в газогенераторе ЦНИИМЭ-19.

направляет поленья при их сползании, не давая им возможности повернуться при тряске поперек бункера; в результате слой предохраняется от зависания и создаются условия плавного опускания топлива в бункере. Горячие стенки бункера и крестовины не засоряются густой смолой, мешающей опусканию топлива при холодных стенках.

ЛИТЕРАТУРА

1. Канторович Б. В., Прогрев топлива в обращенных газогенераторах, Известия ОН АН СССР № 7, 1948.
2. Канторович Б. В., Тепловые условия процесса газификации угля в слое, Известия АН СССР № 9, 1944.
3. Канторович Б. В., Процесс сушки топлива в печах и газогенераторах, Известия ОН АН СССР № 3, 1948.
4. Вознесенский Н. П., Легкие газогенераторы, ОНТИ, Л. — М. 1938.

Экономика и организация производства

Сравнение технико-экономических характеристик автомобильных двигателей

(В порядке обсуждения)

С. Б. ЧИСТОЗВОНОВ

НАМИ

ОДНИМ из решающих факторов, определяющих техническое совершенствование автомобилей и масштабы их производства, является правильный выбор для автомобиля источника механической энергии.

Качество автомобиля в значительной степени определяется свойствами применяемого на нем двигателя. От мощности последнего зависит максимальная скорость автомобиля, от термического к. п. д. — расход топлива на 1 т-ки, от приемистости — способность к разгонам, от габаритов зависят степень полезного использования, занимаемой автомобилем площади и весовые показатели.

Снабжение автомобильного парка топливом относится к числу основных народнохозяйственных вопросов. В связи с этим большой интерес представляет возможность внедрения в автостроение наряду с поршневыми бензиновыми двигателями иных источников механической энергии. Использование двигателей и других типов расширит диапазон топлив, применяемых для автомобилей, и, следовательно, увеличит соответствующие потенциальные топливные ресурсы.

Источники механической энергии для автомобилей

В настоящее время практически возможно применение для автомобилей следующих источников механической энергии: 1) поршневых двигателей внутреннего сгорания с искровым воспламенением, работающих на жидком топливе; 2) поршневых двигателей внутреннего сгорания с воспламенением от сжатия, работающих на жидком топливе; 3) поршневых двигателей внутреннего сгорания, работающих на газообразном топливе; 4) поршневых паровых двигателей, работающих на сжигаемом в топке котла жидком, твердом или газообразном топливе; 5) роторных двигателей внутреннего сгорания турбинного типа, работающих на жидком топливе; 6) роторных паровых двигателей турбинного типа, работающих на сжигаемом в топке парового котла жидком, твердом или газообразном топливе; 7) электрических двигателей, питаемых током от аккумуляторов; 8) электрических двигателей, питаемых током от уличной сети при помощи троллейного устройства.

Теоретически может применяться и ряд других двигателей, например комбинированные газовые и паровые турбины, комбинированные поршневые и турбинные двигатели, поршневые двигатели, в которых рабочим телом служит нагретый воздух, электрические двигатели, питаемые током высокой частоты, подводимым от уличной сети индукционным методом, и другие.

Для правильной оценки всех перечисленных типов двигателей и возможности их применения на автотранспорте необходимы ясное представление о том, насколько данный тип двигателя соответствует комплексу требований, предъявляемых к автодвигателям, и ясное представление о перспективах снабжения топливом и смазочными маслами больших количеств двигателей данного типа.

Отсутствие таких условий нередко приводит к увлечению новым типом двигателя, обладающим высокими одним или несколькими показателями качества. Особенно часто переоценивают топливную экономичность (очень важный, но не

единственный показатель качества автодвигателя) и не замечают таких недостатков, как необходимость применения высококачественной смазки, шумность двигателя и т. д.

Неправильная оценка перспективности применения двигателей новых типов может привести к затрате больших государственных средств на многолетнее бесплодное экспериментирование с двигателями, не пригодными для автостроения, например, из-за таких кажущихся второстепенными факторов, как высокая трудоемкость изготовления или необходимость использования дорогих материалов. Широкое распространение могут получить только двигатели, обладающие преимуществами в сравнении с бензиновыми двигателями не по одному или нескольким показателям, а по совокупности всех основных показателей качества.

Часть недостатков двигателей новых типов может быть устранена по мере освоения этих двигателей. Однако ряд недостатков является органическим, вытекающим из специфических особенностей двигателя. Эти недостатки в лучшем случае могут быть устранены только путем значительного усложнения конструкции, приводящего к ее удорожанию, не допустимому для массовых двигателей.

Примером такого органического недостатка служит громоздкость кривошипно-шатунного механизма двигателей с воспламенением от сжатия, являющаяся следствием наличия у них высоких давлений рабочего цикла и жесткого протекания процесса сгорания.

Требования, предъявляемые к автодвигателям

В комплекс требований, предъявляемых к автодвигателям, входят эксплуатационные, конструктивные и производственные требования.

К эксплуатационным требованиям относятся экономные расходы топлива, смазочного масла, воды (и в некоторых условиях — воздуха); возможность использования наиболее распространенных сортов топлива и смазочного масла; надежность, долговечность, простота обслуживания и ремонта; легкость запуска при любых атмосферных условиях; бесшумность и бездымность; уравновешенность и равномерность хода; приемистость; пригодность для безгаражного хранения в любых климатических условиях.

К конструктивным требованиям относятся возможно малые при заданной мощности вес и габариты; минимальное количество отдельных узлов и агрегатов; высокий коэффициент приспособляемости крутящего момента.

К производственным требованиям относятся технологичность конструкции деталей двигателя; возможно малое количество и широкая стандартизация и унификация деталей; технологичность сборки двигателя, а также его отдельных узлов и агрегатов; незначительная затрата для изготовления дефицитных материалов.

Любой новый источник механической энергии для автомобиля должен быть тщательно проанализирован с точки зрения его соответствия указанным требованиям.

Степень важности этих требований для двигателей различного назначения, изготавливаемых в разных количествах и эксплуатируемых в различных условиях, неодинакова. Это

позволяет разделить их на основные для данного двигателя и второстепенные.

Основными требованиями, предъявляемыми к двигателям легковых автомобилей среднего и низшего классов, а также легковых грузовых автомобилей, считаются низкая первоначальная стоимость, простота обслуживания, эксплуатации и ремонта. Эти требования вытекают из массового выпуска и массовой эксплуатации таких двигателей. Основными требованиями к двигателям легковых автомобилей высокого класса являются уравновешенность и равномерность хода, бесшумность, надежность и долговечность. Малый расход и возможность использования распространенных сортов топлива и смазочных масел, низкая первоначальная стоимость, простота эксплуатации и обслуживания имеют меньшее значение.

Основными требованиями, предъявляемыми к двигателям тяжелых грузовых автомобилей и тягачей, являются высокая топливная экономичность, способность работать на дешевом топливе, высокая надежность, долговечность. Эти требования важны и для двигателей грузовых автомобилей среднего тоннажа, однако большее значение придается первоначальной стоимости и простоте обслуживания таких двигателей.

От автобусных двигателей помимо требований, предъявляемых к двигателям тяжелых грузовых автомобилей и тягачей, требуется наличие повышенной бесшумности, уравновешенности, бездымности и специальной компоновки, обеспечивающей повышение коэффициента полезного использования занимаемой автобусом площади.

Ряд специфических требований является основным для двигателей автомобилей специального назначения — пожарных, скорой помощи, гоночных, спортивных и пр.

Чем больше масштабы выпуска данной модели двигателя, тем важнее для него производственные требования. Экономические преимущества массового производства могут быть реализованы только при таком конструктивном оформлении деталей двигателя, которое допускает их изготовление современными высокопроизводительными методами, основанными на широком применении специального технологического оборудования. Необходимые для некоторых типов двигателей (например, паровых с крейцкопфными механизмами) такие монтажные приемы, как подгонка по месту, прихватывание нескольких направляющих поверхностей и т. д., несовместимы с поточными методами сборки.

Специфическими условиями эксплуатации двигателей в Советском Союзе, влияющими на предъявляемые к ним требования, являются большое значение экономичного и рационального использования ресурсов топлива и высокой долговечности двигателей; наличие на значительной части территории относительно низкой средней годовой температуры; существование ряда районов, значительно отдаленных от основных промышленных центров страны.

Снижение расхода топлива на один автомобиль всего лишь на 2—3% дает при большом автопарке годичную экономию, измеряемую миллионами тонн жидкого топлива. Поэтому до определенного предела повышение первоначальной стоимости всех типов автодвигателей оправдывается мероприятиями, обеспечивающими значительное улучшение их топливной экономичности. Рационален также перевод части автопарка на местные топлива-заменители, несмотря на связанное с этим усложнение эксплуатации и удорожание обслуживания автомобилей.

Нередко стоимость ремонта, а также изготовления и распределения запасных частей в несколько раз превышает первоначальную стоимость нового двигателя. Поэтому выгоднее увеличить первоначальную стоимость двигателя за счет дополнительных мероприятий, повышающих его износостойкость, с тем чтобы впоследствии окупить эти мероприятия удлинением сроков безремонтного пробега автомобиля.

Массовые масштабы производства автодвигателей требуют не только соответствующей технологичности их конструктивных форм, но и особенно тщательного выбора типа и конструкции нового двигателя перед постановкой его на производство. Ставящаяся на производство модель двигателя должна иметь резервы для неизбежной последующей форсировки ее по мощности.

Ввиду низкой среднегодовой температуры на большей части территории Советского Союза автодвигатели должны иметь безотказный запуск в зимнее время года в условиях безгаражного хранения и быстро прогреваться после запуска до нормальной рабочей температуры.

Топливно-энергетические ресурсы

Основным видом автомобильного топлива являются жидкие топлива нефтяного происхождения — бензины прямой перегонки, бензины, получаемые из нефтяного сырья различными методами деструктивной переработки, бензины из естественных нефтяных газов, полимеризационные бензины, газойлевые, газойле-солярковые и частично керосиновые фракции нефти и т. д.

Газификация ряда районов страны создает предпосылки для широкого применения газобаллонных автомобилей, вплоть до полной замены ими в этих районах грузовых автомобилей, работающих на жидких топливах. Особенно перспективно применение сжиженных пропано-бутановых фракций нефтяных и других газов. По удобству перевозки эти газы в сжиженном виде приближаются к жидким топливам и поэтому могут применяться и для малотоннажных грузовых и даже для легковых автомобилей.

С окончанием великих строек коммунизма многие районы страны получат дешевую электроэнергию. Это будет стимулировать широкое применение в этих районах аккумуляторных электромобилей, особенно если будут полностью освоены бесвинцовые аккумуляторы, и троллейных. Связанность последних с определенными трассами для перевозок постоянного характера не сможет явиться их существенным недостатком.

Грузовой автотранспорт обширных лесных районов страны и отдаленных с местными угольными месторождениями должен быть полностью переведен на генераторные газы, получаемые газификацией древесины, древесных и ископаемых углей, торфа и тому подобных топлив и изготавливаемых из них брикетов. Эту газификацию можно производить или в монтируемых и постоянно перевозимых на автомобилях установках, или в стационарной гаражной установке с последующей зарядкой сжатым генераторным газом бортовых баллонов, прикрепленных к этой установке. Вторая схема из-за низкой теплотворной способности генераторного газа требует большой емкости баллонов и вряд ли даст существенное снижение веса автомобилей и уменьшение расхода металла на их изготовление. Необходимо учитывать при этом также большую сложность и высокую стоимость газозарядных станций, которые необходимо оборудовать многоступенчатыми компрессорами, ресиверами, раздаточной аппаратурой, особо эффективными фильтрами и отстойниками и т. д.

Рациональность применения твердых местных топлив в значительной мере обуславливается исключением затрат на перевозку жидкого топлива в отдаленные районы.

Твердые топлива — древесину, уголь, торф и др. — можно также сжигать в топках котлов паровых автомобилей. Меньшая необходимость в этом случае предварительной сушки древесины и более низкие требования к ее размерам и форме в определенных условиях могут оправдать такой путь расширения диапазона автомобильных топлив.

В связи с тем, что твердое, газовое топливо и электроэнергия могут иметь главным образом местное применение, а универсальным видом топлива является только жидкое топливо, важно оценить возможный выход бензиновых и тяжелых топливных фракций из исходной сырой нефти.

Общий выход бензинов из исходной сырой нефти (по литературным источникам)

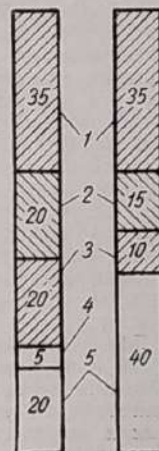


Рис. 1. Ориентировочный выход в процентах основных нефтепродуктов из исходной сырой нефти при прямой перегонке (слева) и при различных методах деструктивной перегонки нефти (справа):

1 — мазуты и прочие остатки; 2 — газойль и солярковые масла; 3 — керосин; 4 — лигроин; 5 — бензин.

теоретически может быть доведен до 35—40% (рис. 1). При этом выход газойлевых и керосиновых фракций, пригодных для использования в быстроходных двигателях с воспламенением

от сжатия, не превышает 15—20%. Возможна, однако, и другая, более старая схема процесса переработки нефти с соответствующим уменьшением выхода бензина и увеличением выхода тяжелых топливных фракций до 40—45%. Таким образом, оба основных вида автодвигателей, работающих на жидком топливе (бензиновые и с воспламенением от сжатия), в одинаковой степени могут быть обеспечены в будущем необходимым для них топливом.

Тяжелые топлива потребляют также тракторный парк, водный и железнодорожный транспорт и ряд других отраслей народного хозяйства. Поэтому предлагаемая иногда полная замена на будущих автомобилях бензиновых двигателей двигателями с воспламенением от сжатия нецелесообразна.

Поршневые двигатели внутреннего сгорания, работающие на жидком топливе

Основными видами поршневых автодвигателей внутреннего сгорания, работающих на жидком топливе, являются бензиновые с искровым воспламенением и двигатели с воспламенением от сжатия. Степени сжатия бензиновых двигателей не превышают 6—7,5 и ограничены по верхнему пределу опасностью детонации.

У двигателей с воспламенением от сжатия они составляют 14—18 и ограничены по нижнему пределу опасностью невоспламенения топлива при запуске двигателя в холодную погоду.

Наиболее рациональная величина степени сжатия лежит в пределах 10—12. При меньших значениях топливная экономичность значительно снижается, при больших практически не увеличивается, но рабочее давление цикла (давление конца сжатия и максимальное давление сгорания) возрастает почти прямо пропорционально степени сжатия. Поэтому бензиновые двигатели можно характеризовать как имеющие недостаточную степень сжатия, а двигатели с воспламенением от сжатия — как имеющие излишне высокую степень сжатия. Эти особенности влияют на большинство показателей качества двигателей.

Разница в применяемых степенях сжатия обуславливает различие в топливной экономичности. При работе по скоростной характеристике она невелика. У бензинового двигателя со степенью сжатия 7,0—7,5 минимальные расходы топлива при экономической регулировке могут достигать 205—210 г/э. л. с. ч., т. е. столько же, сколько у обычных двигателей с воспламенением от сжатия и с разделенными камерами сгорания, и всего лишь на 15—17% выше, чем у лучших двигателей этого вида со струйным распыливанием и неразделенными камерами сгорания. При степени сжатия одного экспериментального бензинового двигателя, равной 8,5, минимальный удельный расход топлива составил 185 г/э. л. с. ч., — столько же, сколько у двигателей с воспламенением от сжатия и с разделенными камерами сгорания. Противоречащая термодинамическим законам возможность получения у двигателей с искровым воспламенением тех же удельных расходов топлива, что и у двигателей с воспламенением от сжатия, при значительно меньших степенях сжатия объясняется наличием у последних непомерно больших потерь на трение.

При снижении нагрузки удельный расход топлива у бензиновых двигателей возрастает значительно быстрее (рис. 2) из-за применения количественного метода регулирования мощности (дросселирования). По этому показателю двигатели с воспламенением от сжатия имеют основное преимущество, позволяющее улучшить на 20—40% эксплуатационную топливную экономичность автомобиля.

Удельные расходы масла и воды теми и другими двигателями одинаковы. Эксплуатационный расход воздуха при равной средней мощности у двигателя с воспламенением от сжатия почти в 2 раза выше вследствие отсутствия дросселирования и работы с большими избытками воздуха. Особенно много расходуют воздуха двухтактные двигатели. При работе в особо пыльных или в высокогорных условиях этим недостатком нельзя пренебрегать.

К топливам для бензиновых двигателей, особенно с повышенной степенью сжатия, предъявляют достаточно жесткие требования в отношении карбюраторных и антидетонационных свойств, химического постоянства, отсутствия корродирующего воздействия на металл и т. д. В свою очередь

к топливам для быстроходных двигателей с воспламенением от сжатия предъявляют также жесткие требования в отношении температуры самовоспламенения, испаряемости, вязкости, отсутствия примесей серы, механической чистоты и т. д. Для двигателей со струйным распыливанием и неразделенными камерами сгорания необходимо топливо повышенной чистоты. Двигатели с разделенными камерами сгорания, в частности предкамерные, могут работать и на соляровом масле, и на смесях бензина со смазочным маслом.

Таким образом, двигатели с неразделенными камерами сгорания и струйным распыливанием не имеют принципиальных преимуществ перед бензиновыми двигателями в отношении требований к качествам топлива. Относительно тихоходные двигатели с разделенными камерами сгорания имеют эти преимущества.

Излишне высокая степень сжатия двигателей с воспламенением от сжатия обуславливает необходимость применения для них твердых подшипниковых сплавов с повышенной усталостной прочностью и высококачественных смазочных масел, у которых основным компонентом является дорогое высоковязкое масло. В бензиновых двигателях, имеющих низкие давления рабочего цикла и мягкое протекание процесса сгорания, допускается применение для подшипников их коленчатых валов баббитовой заливки и в качестве смазки автолов. Расход смазочного масла составляет около 10% расхода топлива. Поэтому повышенные требования двигателей с воспламенением от сжатия, особенно быстроходных, к качествам смазочного масла являются серьезным их недостатком, могущим оказать решающее влияние на возможные масштабы применения этих двигателей на автомобилях.

Излишне высокая степень сжатия двигателей с воспламенением от сжатия для обеспечения такой же надежности и долговечности, как у бензиновых двигателей, требует применения особенно прочной и жесткой, а следовательно, дорогой и громоздкой конструкции шатунно-поршневой группы (рис. 3).

Для двигателей с воспламенением от сжатия необходимо более квалифицированное обслуживание, чем для бензиновых, особенно при заправке топлива, которое должно иметь повышенную чистоту. Однако разница по этому пока-

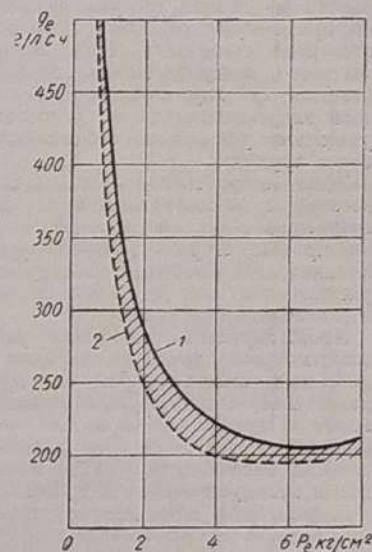


Рис. 2. Изменение удельного расхода топлива g_e в зависимости от среднего эффективного давления P_e бензинового двигателя (1) и двигателя с воспламенением от сжатия (2).

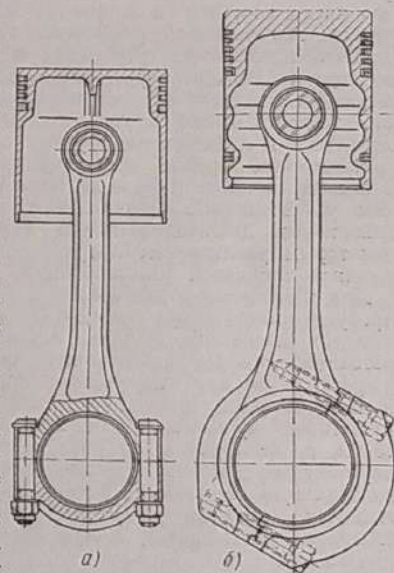


Рис. 3. Сравнительные габариты шатунно-поршневой группы бензинового двигателя (а) и двигателя с воспламенением от сжатия (б) одинаковой мощности.

а следовательно, дорогой и громоздкой конструкции шатунно-поршневой группы (рис. 3).

Для двигателей с воспламенением от сжатия необходимо более квалифицированное обслуживание, чем для бензиновых, особенно при заправке топлива, которое должно иметь повышенную чистоту. Однако разница по этому пока-

зателю, так же как и по простоте ремонта, у обоих двигателей небольшая.

Излишне высокая степень сжатия двигателей с воспламенением от сжатия требует применения для проворачивания их при запуске мощных стартеров и аккумуляторов с повышенной емкостью. При высоких температурах окружающего воздуха, малом износе цилиндров и поршневых колец и при хорошо заряженных аккумуляторах эти двигатели запускаются так же безотказно, как бензиновые. Если указанные условия не соблюдаются, запуск их оказывается более трудным.

Жесткое протекание процесса сгорания делает работу двигателей с воспламенением от сжатия более шумной по сравнению с бензиновыми двигателями. Вследствие влияния на процесс сгорания температурного состояния двигателя, а также возможного в эксплуатации ухудшения качества распыливания эти двигатели обладают большей склонностью к дымлению.

Неблагоприятная динамика рабочего цикла (отношение максимального давления сгорания к среднему эффективному давлению составляет 12—14 против 4—5 у бензиновых двигателей) способствует повышенной неравномерности хода, особенно при работе с малым числом оборотов. При меньшем количестве цилиндров неравномерность хода двигателей с воспламенением от сжатия на некоторых режимах приводит к недопустимой тряске всего автомобиля.

Повышенные веса деталей шатунно-поршневой группы и маховика, а также повышенные удельные потери на трение отрицательно сказываются на приемистости двигателя с воспламенением от сжатия. Эти же недостатки, являющиеся следствием излишне высокой степени сжатия, ограничивают и число его оборотов. При повышенных коэффициентах избытка воздуха малое число оборотов приводит к снижению литровой мощности на 25—35% по сравнению с бензиновыми двигателями. Соответственно и общие вес и габариты при равной мощности оказываются более высокими. Дополнительным увеличением стоимости конструкции двигателя (например, применением укороченных кованых поршней, разрезного коленчатого вала на подшипниках качения, удвоенного количества клапанов и т. д.) можно повысить его число оборотов и литровую мощность. Такое решение помимо значительного увеличения трудоемкости изготовления двигателя повышает требования к качеству топлива и смазочного масла. Литровую мощность можно повысить и применением наддува или переходом на двухтактный цикл, но это также связано с увеличением стоимости конструкции двигателя и повышением трудоемкости его изготовления.

Протекание кривой вращающего момента у двигателя с воспламенением от сжатия несколько менее благоприятно, чем у бензиновых. Однако этот недостаток в отличие от бензиновых двигателей может быть легко компенсирован некоторым увеличением литража без ухудшения эксплуатационной топливной экономичности.

Для изготовления двигателей с воспламенением от сжатия требуется значительно большее количество дорогих металлов, чем для бензиновых той же мощности. По данным разных источников, ввиду повышенных трудоемкости изготовления и расхода металла первоначальная стоимость четырехтактного двигателя с воспламенением от сжатия при равных масштабах производства и номинальной мощности около 150 л. с. примерно в 1,5 раза, а первоначальная стоимость двухтактного двигателя примерно в 2 раза превышает первоначальную стоимость бензинового двигателя. При повышении мощности двигателей разница в первоначальной стоимости уменьшается, а при снижении — значительно увеличивается.

Приведенный анализ показывает, что двигатели с воспламенением от сжатия имеют преимущество по эксплуатационной топливной экономичности. Остальные качественные показатели их значительно хуже, чем у бензиновых двигателей.

Ввиду того что обеспеченность и тех, и других двигателей необходимыми для них ресурсами топлив одинакова, в будущем один из этих типов двигателей, повидимому, не окажется вытесненным другим, а каждый из них будет иметь свою область применения, что позволит полностью использовать ресурсы автомобильных бензинов и дизельного топлива.

Годовой расход топлива на один тяжелый грузовой автомобиль или автобус примерно в 10 раз выше, чем на один легковой автомобиль среднего класса. Поэтому одно и то же относительное повышение топливной экономичности двигателя тяжелых грузовых автомобилей, автобусов и легковых

автомобилей дает для первых значительно большую абсолютную годовую экономию жидкого топлива. С другой стороны, повышенные вес, громоздкость и первоначальная стоимость двигателей для тяжелых грузовых автомобилей и загородных автобусов имеют меньшее значение, чем для массовых легковых автомобилей. Такие недостатки двигателей с воспламенением от сжатия, как повышенная шумность работы, склонность к дымлению, высокие требования к смазочному маслу и т. д., для легковых автомобилей вообще недопустимы.

Поэтому можно с уверенностью утверждать, что двигатели будущих легковых и легких грузовых автомобилей останутся бензиновыми. В качестве источника механической энергии для тяжелых грузовых автомобилей, тягачей и автобусов будут использоваться двигатели с воспламенением от сжатия. Для грузовых автомобилей среднего тоннажа должны применяться как те, так и другие двигатели, причем бензиновые, очевидно, будут преобладающими.

Рациональными областями применения грузовых автомобилей среднего тоннажа являются сельское хозяйство и междугородные перевозки по проселочным дорогам.

Для таких областей применения невысокие требования к качеству топлива и безотказность двигателя в работе более важны, чем наличие у него высокой топливной экономичности. Обязательным требованием к двигателям грузовых автомобилей среднего тоннажа является их унификация по топливу, смазочному маслу и желательным по основным элементам топливной аппаратуры с двигателями сельскохозяйственных и транспортных тракторов. Эти требования исключают целесообразность применения для таких автомобилей быстроходных двигателей со струйным распыливанием и неразделенными камерами сгорания, могущих удовлетворительно работать только на особо легких, близких к керосину, сортах тяжелых топлив и на высококачественных сортах смазочных масел со специальными присадками.

Паровые двигатели, работающие на жидком топливе

Особенностями паровых двигателей являются наличие промежуточного рабочего тела — пара — между продуктами сгорания топлива и силовыми элементами двигателя и независимость количества генерируемой в котле энергии от скоростного режима двигателя. Первая особенность делает двигатель нетребовательным к таким качествам топлива, как склонность к детонации, способность к самовоспламенению, содержание вредных примесей и т. д. Вторая особенность обеспечивает паровому автомобилю благоприятную тяговую характеристику без применения коробки перемены передач.

Эти особенности, а также многолетний опыт эксплуатации паровых двигателей на железнодорожном транспорте заставляют поднимать вопрос о целесообразности применения таких двигателей на автомобилях. Этому способствуют успехи паротехники, освоившей компактные парогенераторы высокого давления и конденсаторы высокого напряжения. Высказывается мысль о том, что низкая эксплуатационная топливная экономичность паровых автомобилей в сравнении с автомобилями с двигателями внутреннего сгорания может быть компенсирована использованием для них дешевых сортов жидкого топлива.

Паровые двигатели рекомендуется применять в первую очередь для тяжелых грузовых автомобилей. Поэтому анализ применения таких двигателей проводится в сравнении с не очень форсированными двигателями с воспламенением от сжатия, имеющими разделенные камеры сгорания.

Эксплуатационный расход топлива наиболее удачными моделями паровых автомобилей незначительно превышает эксплуатационный расход топлива наименее удачными моделями автомобилей с бензиновыми двигателями. Следовательно, эксплуатационный расход топлива тяжелым грузовым автомобилем с двигателем с воспламенением от сжатия будет по меньшей мере в 2 раза ниже, чем у такого же автомобиля с паровым двигателем, работающем на жидком топливе.

Несмотря на наличие конденсаторов паровые автомобили, в отличие от автомобилей с двигателями внутреннего сгорания, имеют значительный (1 л/км) расход воды.

Во избежание быстрого накопления накипи во внутренних проходных сечениях парогенератора, значительно меньших,

чем у обычных паровозных котлов, вода должна быть химически чистой. Это является серьезным эксплуатационным недостатком паровых автомобилей особенно в зимнее время или при работе в безводных районах страны.

Существующие паровые автомобили работают на керосине и на тяжелых жидких топливах, применяемых для двигателей с воспламенением от сжатия. Попытки применить для них более тяжелые топлива (например, мазуты) не увенчались успехом из-за их плохой распыляемости и испаряемости, приводящих к нарушению непрерывности или к неполноте сгорания при резких изменениях нагрузочного режима. Повышенная вязкость тяжелых сортов жидкого топлива в зимнее время затрудняла розжиг форсунки котла, проход топлива через фильтры и отстойники и бесперебойную подачу его из бака в топку котла.

Нефорсированные двигатели с воспламенением от сжатия с разделенными камерами сгорания, особенно с предкамерами, могут работать на утяжеленных сортах тяжелых топлив, на керосинах и даже на бензинах (с добавлением к последнему смазочного масла).

Высокая удельная нагрузка подшипников коленчатого вала парового двигателя заставляет применять для них те же масла, что и для подшипников двигателей с воспламенением от сжатия. Для смазки цилиндров, особенно с высокими параметрами пара, требуются исключительно высококачественные остаточные масла типа вапора, получаемого из эмбенских нефтей. Воздух, подаваемый нагнетателями, во избежание износа лопастей последних, должен иметь повышенную чистоту.

Многоагрегатность паросиловых установок и наличие у них большого количества длинных, находящихся под постоянным высоким давлением паровых и водяных трубопроводов, отрицательно сказываются на эксплуатационной надежности автомобилей, особенно в условиях тряска.

Термическая нагрузка поршней и поршневых колец у форсированных паровых двигателей значительно выше, чем у двигателей внутреннего сгорания, поршневая группа которых периодически охлаждается свежей рабочей смесью или воздухом, поэтому срок службы их значительно ниже, чем у паровозных двигателей.

Такие недостатки паровых автомобилей, как многоагрегатность, пониженная эксплуатационная надежность паросиловой установки, постоянная опасность образования конденсата в цилиндрах двигателя и замерзания воды в системе при длительных стоянках в зимнее время перекрывают их достоинство — упрощение управления благодаря отсутствию коробки перемены передач.

Вследствие возможности бесшумной работы нагнетателя и топливной форсунки котла работа парового автомобиля может быть менее шумна, чем работа автомобиля с двигателем с воспламенением от сжатия. По сравнению с современными многоцилиндровыми бензиновыми двигателями, снабженными глушителями шума на всасывании и на выхлопе, паровые двигатели по бесшумности преимуществ не имеют.

Емкость водяной системы паровых двигателей в несколько раз превышает емкость системы охлаждения двигателей внутреннего сгорания. Наряду с невозможностью заправки парового котла незамерзающей жидкостью это существенно затрудняет безгаражное хранение паровых двигателей в зимнее время.

Каждая автомобильная паровая установка, кроме основного двигателя, состоит из большого количества агрегатов, делающего ее тяжелой: парогенератора, воздухоподогревателя для подачи воздуха в топку, топливного насоса, водяных насосов низкого и высокого давлений, конденсатора, вентилятора конденсатора, сепаратора, вспомогательного парового двигателя или турбины для привода во вращение части перечисленных агрегатов независимо от основного двигателя,

электродвигателя для вращения воздухоподогревателя и топливного насоса при розжиге топки парогенератора, мощного электроаккумулятора для питания током электродвигателя, ряда вентилей, клапанов, электромагнитных реле для автоматизации управления этими вентилями и клапанами и т. д. (рис. 4). Эти агрегаты располагаются или по всему шасси автомобиля, или один над другим. Для снижения веса паровой установки иногда применяют легкие сплавы, высоколегированную сталь, сварку вместо литья и т. д., повышающие стоимость автомобиля. Эти мероприятия могут быть применены и при изготовлении двигателей внутреннего сгорания; следовательно, они не устраняют различия между этими двигателями по весовому и габаритному показателям.

Паровые двигатели имеют меньшее число цилиндров, более тяжелую крейцкопфную конструкцию поршневого механизма, а поэтому по потенциальной уравновешенности и равномерности хода значительно уступают обычным автомо-

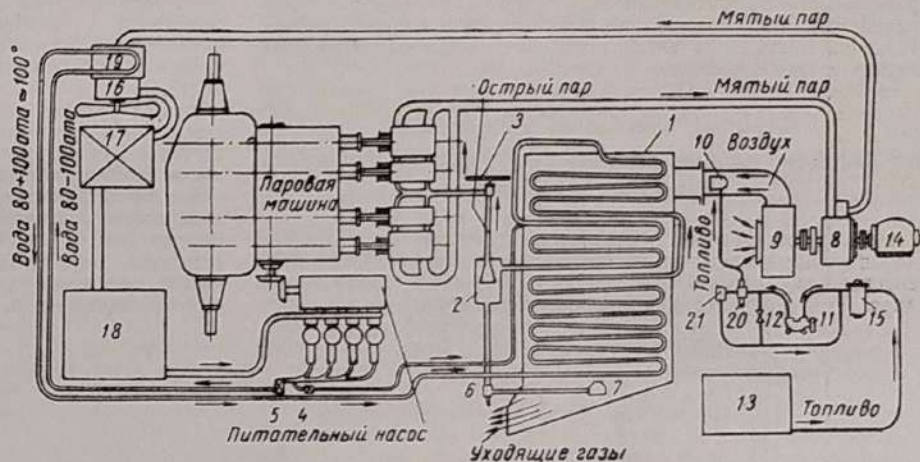


Рис. 4. Принципиальная схема автомобильной паросиловой установки, работающей на жидком топливе:

1 — парогенератор; 2 — сепаратор; 3 — пусковой вентиль; 4 — обратный клапан и шайба впрыска; 5 — обратный клапан; 6 — предохранительный клапан; 7 — сажесудуватель; 8 — турбина мягкого пара; 9 — вентиль луття; 10 — форсунка; 11 — топливный насос; 12 — вентиль перепуска топлива; 13 — топливный бак; 14 — пусковой двигатель; 15 — топливный фильтр; 16 — турбина мягкого пара и вентиль конденсатора; 17 — конденсатор; 18 — сборник конденсата; 19 — поверхностный водонагреватель мягкого пара; 20 — клапан минимального давления; 21 — электромагнитный клапан перепуска топлива.

бильным двигателям. По приемистости, если не учитывать отрицательного влияния на нее наличия более тяжелых поршневых комплектов, они превосходят двигатели внутреннего сгорания.

Максимальный крутящий момент парового двигателя примерно в 4 раза превышает крутящий момент при максимальной мощности. Следовательно, по коэффициенту приспособленности крутящего момента паровой двигатель имеет существенное преимущество перед двигателем внутреннего сгорания. Однако практическое значение этого преимущества невелико. Чтобы избежать применения для тяжелого грузового автомобиля коробки перемены передач, крутящий момент его двигателя по скоростной характеристике должен возрастать примерно в 8 раз, что в 2 раза больше, чем у парового двигателя. Следовательно, и для парового грузового автомобиля необходимы хотя бы двухступенчатая переключаемая коробка передач и муфта сцепления. Вполне возможна комбинация тихоходного двигателя с воспламенением от сжатия повышенного литража с гидравлическим преобразованием крутящего момента. Такая конструкция, обеспечивая идеальную тяговую характеристику автомобиля и предельную простоту управления им, имеет меньшую стоимость по сравнению с паровым автомобилем и меньший эксплуатационный расход топлива.

Крейцкопфная конструкция поршневого механизма парового двигателя требует ручной доводки направляющих поверхностей крейцкопфа для обеспечения необходимой их соосности с поршнем. Парораспределительный механизм имеет сложную конструкцию. Топливный и водяной насосы высокого давления снабжены особо точными плунжерными парами. Воздухоподогреватель практически не отличается от любого нагнетателя двигателей внутреннего сгорания. Парогенератор имеет большое количество сварочных швов, к прочности и

герметичности которых предъявляются исключительно высокие требования.

Все эти особенности конструкции силовой установки парового автомобиля делают ее весьма трудоемкой и мало пригодной для крупносерийного и массового производства.

Элементы парогенератора изготавливаются из жаростойких стальных труб. Для изготовления конденсатора требуется примерно в 3 раза больше меди или латуни, чем для радиатора системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания той же мощности. Большое количество деталей и арматура паровой установки, соприкасающиеся с горячей водой, должны изготавливаться во избежание их коррозии из цветных металлов. Расход свинца на аккумуляторы почти такой же, как у автомобиля с двигателем с воспламенением от сжатия.

Вышеприведенный анализ показывает, что большая часть показателей качества паровых двигателей пока ниже, чем у двигателей с воспламенением от сжатия, поэтому нет оснований ожидать, что в ближайшем будущем паровые двигатели, работающие на жидком топливе, смогут заменить двигатели с воспламенением от сжатия.

Паровые двигатели, работающие на твердом топливе, и газогенераторные двигатели внутреннего сгорания

Специфические особенности твердых топлив, используемых для паровых двигателей, не позволяют создать особенно форсированную силовую установку с высокими параметрами пара. Это, с одной стороны, повышает габариты и вес паро-

ответственно увеличивает габариты двигателя и на 30—40% повышает его вес.

Эксплуатационный расход древесного топлива, отнесенный к 1 т полного веса, у парового автомобиля в 1,5 раза выше, чем у газогенераторного. В таком же соотношении находятся и возможные пробеги этих автомобилей без заправки топливом при одинаковой емкости их топливных бункеров. Расход воды у газогенераторных автомобилей незначителен, у паровых он составляет около 1 л/км пути.

Газогенераторные двигатели работают на обычных авто-лах, паровые требуют применения двух сортов масла — дизельного для подшипников коленчатого вала и цилиндрического типа вапора, к которому в данном случае предъявляются не столь жесткие требования, как для смазки высокофорсированного парового двигателя, работающего на жидком топливе. Вода, применяемая для паровых двигателей, во избежание интенсивного накилеобразования в котле, должна быть чистой, желательно дистиллированной. Повышенные по сравнению с газогенераторными автомобилями требования к качеству смазочного масла и воды являются существенным эксплуатационным недостатком паровых автомобилей.

Рассматриваемые типы двигателей имеют одинаковые надежность, долговечность, простоту обслуживания и ремонта, легкость запуска при любых атмосферных условиях. Дымность паровых автомобилей велика.

Вес газогенераторного двигателя с повышенным литражем и парового двигателя той же мощности примерно одинаков. Однако общий вес парового котла, конденсатора и прочих агрегатов паросиловой установки значительно превышает общий вес генератора, охладителя, фильтров и радиатора системы охлаждения. По габаритам некоторое преимущество

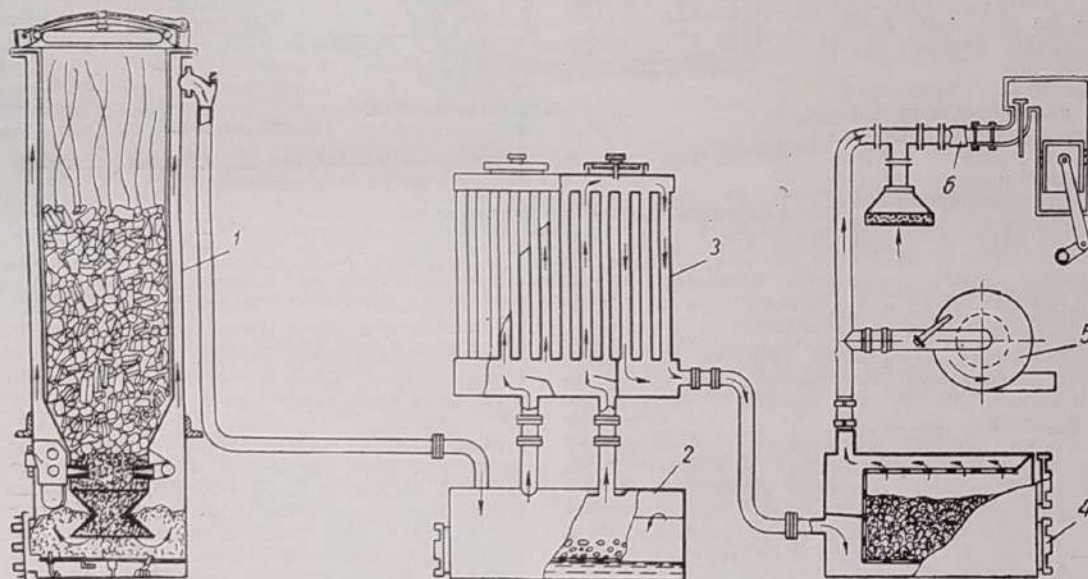


Рис. 5. Принципиальная схема автомобильной газогенераторной установки:

1 — газогенератор; 2 — грубый очиститель; 3 — радиатор-охладитель газа; 4 — фильтр тонкой очистки; 5 — электровентилятор; 6 — смеситель.

силовых установок, а с другой — снижает напряженность их парогенераторов.

Теплотворная способность смеси генераторного газа с воздухом в 1,5 раза ниже, чем бензовоздушной смеси. Наряду с относительно вялым горением газозавоздушной смеси и ее высокой начальной температурой это приводит к тому, что литровая мощность двигателя, работающего на генераторном газе, оказывается в 2 раза меньшей по сравнению с бензиновым двигателем, имеющим такую же степень сжатия, форму камеры сгорания, сопротивление всасыванию и т. д. Поэтому для обеспечения нормальных тяговых и динамических качеств газогенераторного автомобиля на нем должен быть установлен двигатель с литражем, примерно на 40—45% (учитывая разницу в максимально допустимых степенях сжатия) большим, чем у бензинового двигателя. Это соот-

также имеет газогенераторная установка (рис. 5). По потенциальной уравновешенности и равномерности хода паровые двигатели, имеющие меньшее количество цилиндров и тяжелые поршневые комплекты, менее совершенны, чем многоцилиндровые и газогенераторные двигатели.

На приемистости газогенераторных двигателей отрицательно сказывается необходимость ручной регулировки состава их рабочей смеси при изменениях нагрузочного и скоростного режимов работы. По этому показателю, так же как и по приспособляемости крутящего момента, паровые двигатели имеют явное преимущество перед газогенераторными. Однако следует учитывать, что паросиловые установки грузовых автомобилей имеют коробку перемены передач. При установке на газогенераторный двигатель автоматического преобразователя крутящего момента (например, гидро-

трансформатора) тяговая характеристика автомобиля с таким двигателем не будет уступать тяговой характеристике парового автомобиля. Стоимость этой конструкции будет ниже стоимости многочисленных агрегатов парового автомобиля.

В отличие от паросиловой установки конструкция газогенераторных двигателей полностью соответствует требованиям массовой автомобильной технологии. Кроме того, для них может быть использовано значительное количество стандартных деталей, находящихся на производстве бензиновых двигателей.

Пониженная термическая напряженность паросиловых установок низкого давления позволяет применять для них менее жаростойкие материалы, например углеродистую (а не высоколегированную) сталь, из которой изготавливаются цельнотянутые трубы котлов. Однако такие трубы, все же достаточно дорогие, для газогенераторных установок не требуются.

Необходимость использования цветных металлов во всех местах, где имеется опасность коррозии от соприкосновения металлических поверхностей с горячей водой, полностью сохраняется для парового автомобиля, работающего на твердом топливе. В частности, расход меди и латуни для конденсатора значительно больше, чем для радиатора системы охлаждения газогенераторного двигателя. Для газогенераторных автомобилей, работающих в северных районах страны, вполне допустимо применение непосредственного воздушного охлаждения, при котором радиатора, изготовляемого из цветного металла, вообще не требуется.

Расход свинца и меди для электрооборудования и расход жаростойкой стали для топливников одинаковы как у газогенераторных, так и у паровых автомобилей.

Таким образом, по трудоемкости изготовления, расходу дефицитных материалов, а также по остальным показателям качества паровые автомобили, работающие на твердом топливе, менее выгодны, чем газогенераторные.

Газотурбинные двигатели

Преимуществами, приписываемыми газотурбинным двигателям, являются компактность, малый вес на 1 л. с., низкие требования к свойствам топлива, высокая тяговая характеристика и отсутствие необходимости в охлаждении. Благодаря этим показателям качества газовая турбина иногда считается автомобильным двигателем будущего.

По имеющимся данным эксплуатационный расход топлива у тяжелого грузового автомобиля с газотурбинным двигателем в 2 раза выше, чем с бензиновым, и в 3 раза выше, чем с двигателем с воспламенением от сжатия. Эти данные показывают, что по топливной экономичности газовая турбина пока еще несовершенна.

Основными причинами низкой топливной экономичности газотурбинных двигателей являются относительно низкая температура рабочего газа (особенно среднеэксплуатационная) из-за недостаточной жаростойкости материалов лопаток рабочего колеса; большой расход мощности на привод компрессора (до 40% полной мощности двигателя) вследствие потребности огромного избытка воздуха для горения, что заставляет применять низкую степень повышения давления — 3,5; заметная утечка газа через зазоры между венцами колес и кожухом турбины, значение которой возрастает при уменьшении размеров, а следовательно, мощности турбины; наличие двух шестеренчатых редукторов с передаточными числами около 10:1 для передачи вращения к колесам автомобиля и для привода вспомогательных агрегатов системы обслуживания двигателя, причем механические потери в таких редукторах не могут быть очень малыми.

Расход смазочного масла газотурбинными двигателями в 10—15 раз ниже, чем у поршневых машин из-за отсутствия его угара. В связи со сжиганием топлива не в замкнутом пространстве, а в потоке движущегося со скоростью 35—40 м/сек воздуха октановое или цетановое числа и ряд других параметров топлива на работу двигателя не влияют. Однако для надежного запуска при низких температурах топливо должно быстро и полностью испаряться, а чтобы не нарушать непрерывности сгорания, хорошо распыливаться и бесперебойно подаваться к форсунке; в зимнее время оно не должно давать парафинистых отложений, забивающих трубопроводы и затрудняющих проход через фильтры. Эти требования приводят к тому, что для автомобильных газотурбин-

ных двигателей следует применять топливо, не являющееся более тяжелым, чем для двигателей с воспламенением от сжатия. Утверждения о том, что газотурбинные двигатели могут работать на любом топливе, преувеличены.

Применяемое для газотурбинных двигателей смазочное масло должно иметь пологую кривую вязкости в интервале температур от +10 до +150°, надежно защищать от коррозии сверхбыстроходные шарико- и роликоподшипники основного вала и не должно корродировать сильно нагретые детали двигателя. Наиболее подходящими для таких двигателей являются маловязкие трансформаторные или турбинные масла высокой очистки с присадками соответствующих антиокислителей. Эти масла дорогие, однако расход их невелик.

Значительное потребление двигателем воздуха (в 3—5 раз больше, чем у поршневых бензиновых двигателей) усложняет проблему его предварительной очистки, наличие же в воздухе крупных частиц пыли приводит к быстрому истиранию лопаток рабочего колеса.

Несложная конструкция газовой турбины и минимальное количество у нее трущихся поверхностей должны способствовать повышению ее надежности, долговечности, простоты ремонта и обслуживания.

Для запуска двигатель необходимо раскрутить до оборотов, равных 15—20% номинальных. Мощность стартера при этом затрачивается в основном не на преодоление моментов от сил трения, а на привод компрессора и на преодоление сил инерции рабочих колес. Запуск газотурбинного двигателя длится значительно дольше, чем поршневого, который запускается при проворачивании коленчатого вала всего лишь на 1—2 оборота со скоростью 50—20 об/мин. В зимнее время запуск возможен только на топливе с хорошей испаряемостью, например на бензине, с последующим переводом на основное топливо, что связано с рядом эксплуатационных неудобств.

У газотурбинных двигателей нет глушителей шума на входе воздуха и на выпуске отработавших газов, поэтому их работа создает большой шум. Дополнительным источником шума являются высокооборотные и сильно нагруженные шестерни редукторов. Повышенная шумность работы, а также увеличенное количество выпускных газов (из-за повышенного удельного расхода топлива и воздуха) делают газотурбинные двигатели мало пригодными для эксплуатации в крупных населенных пунктах.

Удельный вес одного экспериментального газотурбинного двигателя мощностью 175 л. с. оказался равным

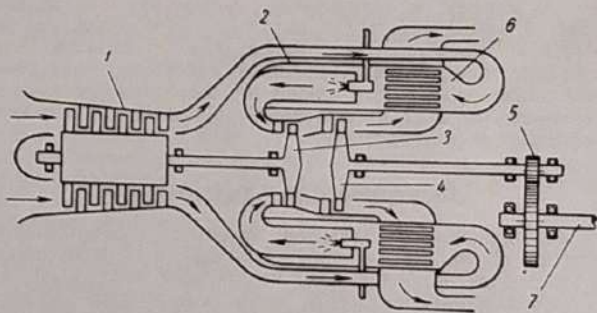


Рис. 6. Принципиальная схема автомобильной газотурбинной установки:

1 — компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — газовая турбина привода компрессора; 4 — тяговая газовая турбина; 5 — шестеренчатый редуктор; 6 — теплообменник для подогрева воздуха, поступающего в камеру сгорания; 7 — вал передачи к трансмиссии автомобиля.

0,5 кг/л. с., длина его была на 25—30%, а высота — почти в 2 раза меньше, чем бензинового поршневого двигателя той же мощности. Однако газовая турбина состоит из многочисленных сложных деталей и агрегатов: огромной выпускной трубы, площадь которой в 10 раз превышает площадь выпускной трубы поршневого двигателя, двух громоздких высокоскоростных шестеренчатых редукторов, теплообменника, радиатора для охлаждения масла, воздухоочистителей и топливного бака повышенной емкости, двухступенчатой коробки перемены передач и т. д. (рис. 6). При мощностях до 200 л. с. габариты силовой установки с быстроходным

форсированным бензиновым двигателем не превышают габаритов силовой установки с газотурбинным двигателем.

Уравновешенность и равномерность хода газотурбинных двигателей благодаря наличию у них только вращающихся масс и непрерывного протекания рабочего процесса достаточно высокая. Коэффициент приспособляемости двухвальных двигателей 2,0—2,5, что не позволяет исключить необходимость в коробке перемены передач даже для легкового автомобиля. При сопоставлении с поршневым двигателем, имеющим, например, автоматическую гидродинамическую передачу, газотурбинный двигатель не имеет преимуществ, если не считать простоты коробки перемены передач.

Количество движущихся силовых деталей у газотурбинного двигателя в несколько раз меньше, чем у поршневого. Однако это не означает еще низкой стоимости изготовления двигателя (рис. 7).

Лопатки и ступицы рабочих колес должны изготавливаться из жаростойких сталей, содержащих ряд дефицитных компонентов. Из дефицитных сталей с повышенной теплостой-

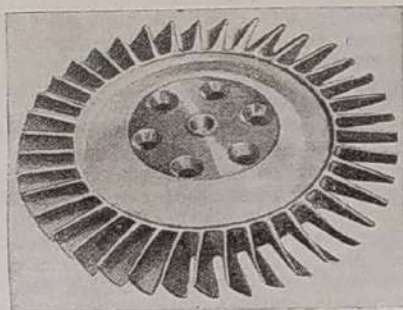


Рис. 7. Ротор газотурбинного двигателя.

костью должны также выполняться камера сгорания, патрубки или сопла и выходной диффузор. Необходимость в длительной раскрутке газотурбинных двигателей при запуске требует применения для них аккумуляторов еще большей емкости, чем для двигателей с воспламенением от сжатия той же мощности.

Отмеченные недостатки таких двигателей, в первую очередь низкая топливная экономичность, не позволяют применять их наряду с поршневыми двигателями в областях мощностей, применяемых для обычных автомобилей. По мере увеличения мощности эти недостатки становятся менее заметными. Поэтому газотурбинные двигатели, повидимому, смогут найти применение только на сверхтяжелых грузовых автомобилях, тягачах и самосвалах, а также на скоростных междугородных автобусах.

Электрические двигатели

По большинству показателей качества электродвигатели являются почти идеальными источниками механической энергии для автомобилей. Они не требуют квалифицированного обслуживания, расходуют мало смазки, почти не имеют особо точных поверхностей, долговечны, работают без шума и дыма, легко запускаются в любых климатических условиях, не требуют применения коробки перемены передач и т. д. Однако в настоящее время не существует еще пригодных по весу и габаритам аккумуляторов электрической энергии. Бензиновый бак емкостью 55 л, весящий в заправленном состоянии около 45 кг, обеспечивает работу двигателя мощностью 165 л. с. в течение 1 часа. Электрического свинцового аккумулятора с таким же весом хватает для работы в течение 1 часа двигателя мощностью всего лишь 1,5 л. с. Заправка бензинового бака топливом является более простой операцией, чем зарядка аккумуляторов. Бензиновый бак можно заправлять топливом неограниченное количество раз. Свинцовые аккумуляторы выдерживают всего около 150 зарядных циклов. Стоимость их значительно выше стоимости баков для жидкого топлива.

При наличии дешевой электроэнергии, например в районах мощных гидроэлектростанций или теплоэлектроцентралей, работающих на дешевых сортах местных топлив, применение аккумуляторных электромобилей может оказаться экономически целесообразным, особенно для транспортных операций с малым радиусом действия.

Ряд транспортных операций постоянно привязан к одним и тем же трассам и поэтому может обслуживаться троллейными электромобилями (грузовыми троллейбусами). Электрификация ряда районов нашей страны в связи с вводом в строй великих строек коммунизма будет способствовать замене в этих районах двигателей внутреннего сгорания на местном грузовом автотранспорте электродвигателями.

Выводы

Анализ автомобильных двигателей разных типов показывает, что, основываясь на современном состоянии автомобильной техники и на возможных ее изменениях в будущем, можно предположить следующие перспективы их развития.

Двигатели легковых, легких грузовых автомобилей, значительной части грузовых автомобилей среднего тоннажа и городских автобусов и двигатели автомобилей специального назначения останутся бензиновыми. Литровая мощность их увеличится для уменьшения габаритов и веса, повышения эксплуатационной топливной экономичности и сокращения расхода металла на изготовление. Топливная экономичность на режимах неполных нагрузок повысится.

Для части грузовых автомобилей среднего тоннажа, всех тяжелых грузовых автомобилей и тягачей, работающих на жидком топливе, междугородных автобусов, автокранов, автомобилей с смонтированными на них строительными и уборочными механизмами и т. д., а также для автомобилей высокой проходимости будут применяться двигатели с воспламенением от сжатия. Часть их, предназначенная для автотранспорта в северных районах, будет иметь непосредственное воздушное охлаждение.

Грузовой автотранспорт, эксплуатируемый в лесных и угольных районах страны, полностью перейдет на местное твердое топливо. Наиболее целесообразен этот перевод путем применения газогенераторов и специальных газовых двигателей с повышенным литражем по сравнению с бензиновыми двигателями той же мощности.

Организация отдельного производства двигателей с воспламенением от сжатия допустима и целесообразна. Точно так же не должна вызывать сомнений необходимость создания специальных газовых двигателей, обеспечивающих наиболее совершенное использование в качестве автомобильного топлива древесины. Расположение большинства лесных массивов в районах с низкой среднегодовой температурой будет способствовать организации производства газовых двигателей с непосредственным воздушным охлаждением.

Экономическая целесообразность применения паровых автотурбинных двигателей, работающих на твердом топливе, должна быть подвергнута обстоятельному и объективному анализу. Но очевидно, что по этим автомобилям еще необходимо провести экспериментальные работы.

Паровые автомобили, работающие на жидком топливе, применения не получают.

В газифицированных районах страны весь грузовой автотранспорт, в том числе и многотоннажный, полностью перейдет на газ, заряжаемый в баллоны. В качестве источников механической энергии для тяжелых газобаллонных грузовых автомобилей будут использованы специальные газовые двигатели. Работая на газе с повышенной теплотворной способностью, эти двигатели разовьют необходимую для тяжелых грузовых автомобилей повышенную мощность.

В нефтяных районах, богатых нефтяными газами и жидким топливом, целесообразно применять двигатели с воспламенением от сжатия, переключаемые с жидкого топлива на газовое и наоборот.

Грузовой автотранспорт, работающий вблизи мощных гидроэлектростанций, будет в значительной степени электрифицирован.

Технико-экономическая эффективность замены поршневых двигателей газотурбинными в автостроении должна быть дополнительно и обстоятельно изучена.

проектировании штампов для поковок с тонкими и высокими ребрами, относительно длинными ушками или другими высокими выступами необходимо на дне выемок штампа предусмотреть отверстия диаметром 1,5—2 мм для выхода газов. На рис. 9 изображены все три перехода штампа для штамповки вилки карданного вала. На чертеже окончательного ручья видны отверстия для выхода газов.

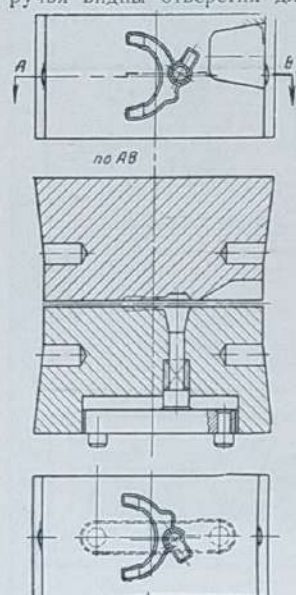


Рис. 10. Выталкивание воздействием на бобышку поковки.

Как показала практика штамповки, опасения, что металл может остаться в штампе из-за затекания его в воздушные каналы, неосновательны.

Наличие выталкивающих устройств в ползуне и в столе механических ковочных прессов позволяет при проектировании поковок задавать ковочный уклон значительно меньше, чем при штамповке на молотах. В зависимости от кон-

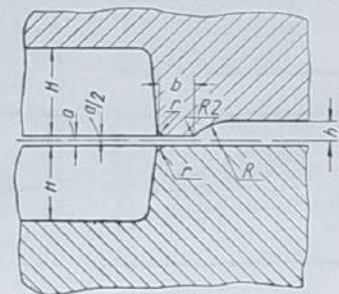


Рис. 11. Размеры мостиков и выходных радиусов окончательного ручья штампа.

струкции поковки уклон может быть доведен до 1,5—2°.

Из полости штампа поковки выталкивают различными способами, действуя на заусенец (рис. 9, б), на внутренний отход поковки (рис. 7, а), непосредственно на тело поковки (рис. 6, г), кольцом на поковку сверху и шпильками на заусенец снизу (рис. 9, б и в), использованием бобышки, выступа поковки (рис. 10).

При выталкивании, действуя на заусенец, приходится сверлить отверстия под толкатель в непосредственной близости от полости штампа, вследствие чего создается ослаблен-

ное сечение. Такой способ выталкивания рекомендуется применять в исключительных случаях, например для деталей сложной конфигурации, имеющих участки с широким заусенцем. В полостях для заусенцев таких деталей отверстие под толкатель можно сверлить в стороне от полости ручья.

Выталкивание воздействием на тело поковки может привести к браку от отпечатка толкателя по выступу или впадине из-за неточности изготовления по высоте верхних и нижних вставок.

Наилучшие результаты получены при выталкивании воздействием на бобышку, на выступ поковки и кольцом.

Невысокие поковки, имеющие ковочный уклон от 3° и выше, можно штамповать без толкателя.

Большое значение для заполнения полости прессовых штампов, а также для их стойкости имеет толщина и ширина мостика для заусенца. На рис. 11 приведены данные о размерах мостиков, применяемых на Московском заводе малолитражных автомобилей.

Так как нижний штамп нагревается быстрее, мостик следует располагать в верхнем штампе, что значительно увеличивает износостойкость мостика.

Мощность пресса в т	a в мм	b в мм	h в мм	R в мм	H в мм	r в мм
1000	1,5—2	4—5	6	15	1—3	0,5
1400	2—2,5	5—6	6	20	3—8	1,0
2000	2,5—3	6	6—8	20	8—20	1,5
2500	2,5—3	6	6—8	20	20—30	2,0
4000	3,5—4	6—8	8	25	Свыше 30	3,0

Ковочные вставки должны быть изготовлены по высоте с точностью —0,15 мм; резкая разница в высотах на комплект ковочных вставок может привести к неприятным последствиям, вплоть до распора пресса. При возобновлении вставок необходимо сохранять их стандартную закрытую высоту; так как при этом рабочая поверхность занижается, общая высота вставок обеспечивается применением подкладок, привариваемых или закрепляемых винтами к нижней стороне вставок. Прокладки изготавливаются из конструкционной стали 45, термически обработанной до твердости $R_{\text{с}} = 40—44$.

Алитирование камер газификации газогенераторных тракторов методом распыления алюминия

П. Т. ГОРОДНОВ

Оргазтопром

ПРИ эксплуатации газогенераторных автомобильных и тракторных установок окисление металла вследствие нагрева значительно снижает срок их службы.

Для продления срока службы таких установок автор статьи предложил подвергать их металлизации распылением алюминия с последующим покрытием напыленного слоя обмазкой.

Этот способ алитирования проверен в лабораторных и производственных условиях заводов по цементационным ящикам, тиграх и других изделиях, работающих при высокой температуре.

Испытания алитированных цементационных ящиков на жаростойкость показали, что такие ящики могут служить без смены 800—1000 час., а неалитированные — 80—100 час. Алитированные газогенераторные тракторные установки, проработавшие 2200 час., оказались вполне пригодными для

дальнейшей работы. При повторном алитировании срок службы газогенераторных установок тракторов и автомобилей можно увеличить в 7—9 раз, а цементационных ящиков — в 10—12 раз.

Предложенный способ алитирования не требует сложных установок, оборудования и квалифицированной рабочей силы и может быть внедрен на любом заводе и в ремонтных мастерских.

Алитированием или калоризацией называется процесс образования жаростойкого сплава в поверхностных слоях изделия из железа, стали, чугуна или меди путем диффузии алюминия. Существует ряд способов алитирования, основными из которых являются следующие.

Первый способ. Изделие помещают в резервуар из жаростойкой стали, заполняемый ферроалюминиевым порошком (98%) и хлористым аммонием (2%). Изделие

со смесью нагревают в печи в течение 20—30 час. при температуре 900—960° в атмосфере водорода, азота и других инертных газов. Алюминий при высокой температуре диффундирует в поверхностный слой изделия и образует с железом сплав, содержащий интерметаллическое соединение железа с алюминием. По данным ЦНИИТМАШ глубина алитированного слоя колеблется в пределах 0,08—0,40 мм.

Применение этого способа требует значительных производственных площадей, высокотемпературных печей с защитной атмосферой, специальных резервуаров из жаростойкой стали и большого количества ферроалюминиевого порошка, поэтому широкого распространения в автотракторной промышленности он не получил.

Второй способ. Изделие погружают в расплавленный сплав (92—94% Al и 6—8% Fe) и при температуре 750—800° выдерживают в ванне в течение 45—60 мин., не считая предварительного подогрева; затем его подвергают отжигу в течение 1,5—2,0 часа при температуре 1100—1150°. Глубина алитированного слоя колеблется в пределах 0,4—0,6 мм.

Существенным недостатком этого способа является хрупкость поверхностного слоя и необходимость использовать для отжига изделий высокотемпературные печи. В автотракторной промышленности указанный способ алитирования также не нашел применения.

Третий способ. Поверхность изделия покрывают алюминием путем его распыления при помощи газового или электрического металлизатора. Этот способ не нашел еще широкого применения, а отдельные выводы, сделанные работниками ЦНИИТМАШ В. И. Просвириным и И. Ф. Зудиним, ошибочны и необоснованны. По сравнению с двумя вышеуказанными способами металлизация распылением алюминия имеет большие преимущества.

Ниже описаны исследования и опыт практического применения этого способа для алитирования камер газификации

поры, уплотнить напыленный слой и предохранить алюминий от выгорания, были применены три разных состава покрытия: 1) жидкое стекло; 2) графит—50%, огнеупорная глина—20%, кварцевый песок—30% (замес на воде); 3) состав, аналогичный второму (замес на жидком стекле).

Процесс алитирования состоит из следующих операций.

Подготовка поверхности детали под металлизацию очисткой в пескоструйном аппарате нагнетательного типа. В качестве абразивного материала применяют горный кварцевый песок с зерном размером 1,5—2,5 мм. Можно использовать также речной кремнистый песок, однако действие его несколько слабее. Сжатый воздух, предназначенный для работы, очищают от масла и влаги пропускаем его через специальный масло-водоотделитель. Давление воздуха составляет 4,5—5,5 ат. Во время работы пистолет следует держать под углом 15—30° к поверхности. Расстояние от сопла до поверхности не должно превышать 180—250 мм, так как с его увеличением качество подготовки значительно снижается. После пескоструйной очистки деталь необходимо предохранять от загрязнений. Во избежание остывания жировых пятен не рекомендуется прикасаться к очищенной поверхности руками, нужно надевать чистые рукавицы. Поверхность после очистки должна быть шероховатой и чистой.

Нанесение алюминиевого покрытия на деталь методом распыления. Покрытие производят металлизационным аппаратом ЭМ-3 непосредственно после пескоструйной очистки, так как очищенная поверхность окисляется и образовавшаяся пленка окислов препятствует соединению напыленного металла с основным металлом. Перед началом распыления алюминия производят тщательную обдувку изделий сжатым воздухом из металлизатора с целью удаления приставших к ним песка и пыли. Металлизационный аппарат во время работы необходимо держать перпендикулярно к поверхности, на расстоянии 80—100 мм от нее.

Давление воздуха составляет 4,5—5,5 ат. Так же как и при пескоструйной очистке, воздух должен быть очищен от влаги и масла.

Нанесение обмазки на напыленный слой при помощи ручной кисти или окунанием (в дальнейшем этот процесс можно механизировать).

Диффузионный отжиг. Эта операция состоит из просушки обмазанных образцов при 100° в течение 1 часа, прогрева при повышенной температуре в течение 1 часа до 400° и последующего повышения ее до 900—1000°, выдержки в течение 3—6 час. при 900—1000°, охлаждения образцов вместе с печью до 400° и дальнейшего охлаждения их на воздухе.

Обмазка № 1 после диффузионного отжига в электрических и нефтяных печах представляла собой светлую тонкую пленку спекшегося стекла. Толстые слои спекшегося стекла после остывания растрескивались и откалывались, но имевшиеся в напыленном слое поры заполнялись силикатом. Обмазка № 2 после диффузионного отжига в электро- и газо-



Рис. 1. Газовый металлизатор ГИМ-1.

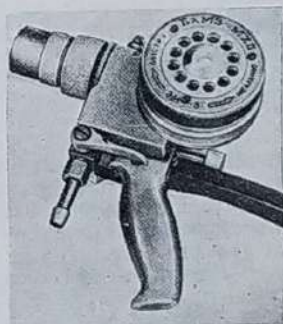


Рис. 2. Электрометаллизатор ЭМ-3.

тракторов, горловин, решеток и резервуаров в термических цехах.

При проведении экспериментальных работ за основу была принята широко применяющаяся в автотракторной промышленности газовая и электрическая металлизация. Способ металлизации обеспечивает прочное сцепление напыленного металла с основным металлом, плотный напыленный слой и необходимую толщину его, повышает жаростойкость деталей тракторных и автомобильных газогенераторов в 5—10 раз, резервуаров для термических цехов — в 10—12 раз по сравнению с неалитированными.

Газовая металлизация производилась аппаратом ГИМ-1, электрическая — аппаратом ЭМ-3, конструкции НИИАвтогеноа, изготовленными Барнаульским заводом Глававтогена (рис. 1 и 2).

Глубина алитированного слоя зависит от толщины напыленного слоя, от плотности прилегания его к основному металлу и от времени нагрева. Толщина напыленного слоя была принята равной 0,5—1,0 мм, так как большая величина ослабляет сцепление напыленного металла с основным.

Опыты показали, что и при такой толщине образуются поры, которые снижают жаростойкость изделий. Чтобы уничтожить

№ образцов	Состав обмазки	Толщина напыленного слоя в мм	Глубина диффузионного слоя в мм	Толщина общего слоя в мм
Диффузионный отжиг в электропечи				
Прокат				
1—5	1	0,242—0,350	0,166—0,222	0,460—0,626
6—10	2	0,130—0,226	0,263—0,338	0,394—0,558
11—15	3	0,150—0,344	0,275—0,242	0,390—0,558
Диффузионный отжиг в газовой печи				
Отливки				
21—25	3	0,225—0,310	0,142—0,134	0,37—0,358
26—30	3	0,140—0,132	0,160—0,200	0,24—0,380
31—35	3	0,450—0,124	0,150—0,263	0,26—0,282

вых печах имела вид толстой корки обожженной красной глины.

Глина, песок и графит растрескивались и легко отделялись от напыленного слоя. Обмазка № 3 также растрескивалась и легко отделялась от напыленного слоя.

При исследованиях алитированных образцов определялись глубина алитированного и толщина напыленного слоев при каждом из трех вариантов обмазок.

стую полосу, наружная часть которой плохо травится.

Кроме вышеуказанных исследований, газогенераторный отдел НАТИ в 1950 г. провел испытания образцов на жаростойкость в течение 225 час. непосредственно в камере газификации газогенераторного трактора при температуре 700—1000°. На образцы, изготовленные по описанному технологическому процессу, была нанесена механическая насечка глубиной 0,1—0,15 мм для лучшего сцепления напы-



а)



б)



в)



г)

Рис. 3. Микроструктура алитированного слоя образцов, нагретых в электропечи ($\times 100$);

а — с обмазкой № 1; б — с обмазкой № 2; в — с обмазкой № 3.

Рис. 4. Микроструктура алитированных образцов, нагретых в газовой печи с обмазкой № 1 ($\times 100$).

Результаты нагрева образцов в электрических и газовых печах при температуре 980° в течение 3 час. приведены в таблице.

Из данных таблицы видно, что резкой разницы в глубине алитированного слоя на образцах, изготовленных из проката (сталь 30) и литой стали химического состава (в %): 0,28 С; 0,67 Мп; 0,37 Si; 0,038 Р; 0,032 S; 0,2 Cr, не наблюдается.

Микроструктура алитированного слоя образцов, нагретых в электропечи с обмазками № 1, 2 и 3, показана на рис. 3. Микроструктура алитированного слоя образцов, нагретых в газовой печи с обмазкой № 1, представлена на рис. 4.

Из микрофотографий видно, что образцы, покрытые обмазкой № 3, имеют диффузионный слой несколько больший, чем покрытые обмазками № 1 и 2. Кроме того, по условиям нагрева у образцов из электропечи алитированный слой больше на 0,03—0,13 мм, чем у образцов из газовой печи.

Так как глубина диффузионного слоя при использовании обмазки № 3 больше, чем при других составах обмазки, дальнейшие исследования проводились только с обмазкой № 3 при нагреве в электро- и газовой печах в течение 6 час. при 900—1000°.

Результаты исследования образцов после их нагрева приведены на рис. 5. Из рис. 5 видно, что при одинаковом режиме отжига глубина алитированного слоя у образцов из электропечи больше на 0,07—0,20 мм, чем у образцов из газовой печи. У образцов, нагревавшихся в электропечи в течение 6 час., глубина алитированного слоя больше на 0,11—0,15 мм, чем у образцов, нагревавшихся в течение 4 час., а у образцов из газовой печи с временем нагрева 6 час. — больше на 0,03 мм, чем у образцов, нагревавшихся в течение 4 час. Микроструктура алитированного слоя образцов после нагрева их в электропечи в течение 4 и 6 час. показана на рис. 6.

На этом рисунке отчетливо видна резкая граница между напыленным слоем, диффузионным слоем и исходным металлом. Диффузионный слой представляет собой светлую волни-

ленную полосу, наружная часть которой плохо травится.

После 225-часового нагрева на алитированных образцах отсутствовала окалина и острые углы насечки полностью сохранились (рис. 7). На поверхности образца, протравленного 4%-ной азотной кислотой, образовался светлый хрупкий

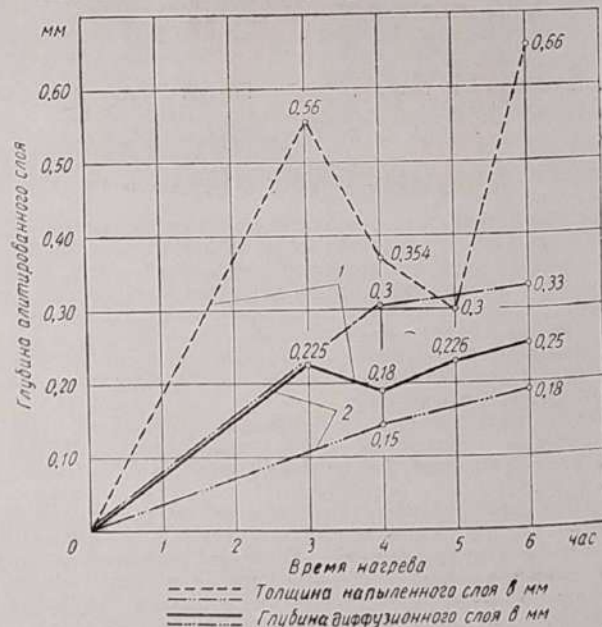


Рис. 5. Результаты исследования образцов после термодиффузионного отжига их в электропечи (1) и газовой печи (2).

алитированный слой, представляющий собой твердый раствор алюминия в железе, глубиной 0,5—0,7 мм (без учета толщины напыленного слоя алюминия). Алитированный слой постепенно переходит в чистый феррит (рис. 8, а), местами

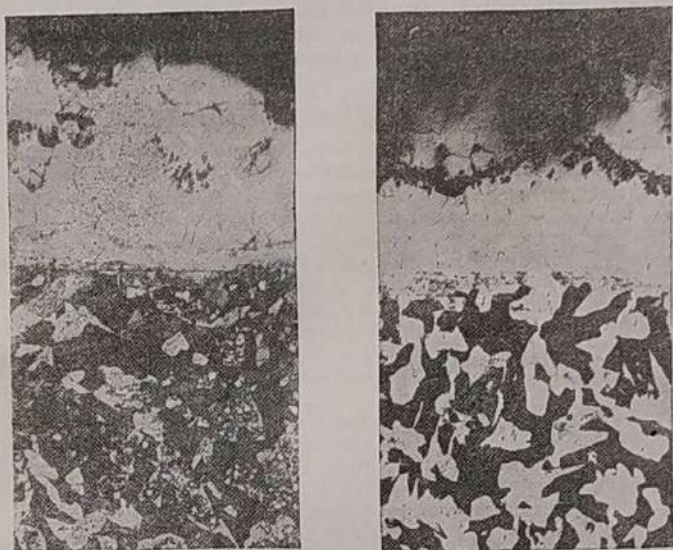


Рис. 6. Микроструктура алитированного слоя образцов, нагревавшихся в электропечи в течение 4 (а) и 5 (б) час. ($\times 100$).

виден промежуточный слой — твердый алюминий в железе с выделением игл свободной фазы (FeAl_3), глубиной 0,15—0,26 мм (рис. 8, б). В месте сварки образца видны крупные зерна феррита, за ними феррит и перлит (рис. 8, в). Микротвердость, замеренная на приборе ПМТ-3, составляла в верхнем светлом слое — 1067 Н, в переходном слое 540—591 Н.

Данное исследование показало, что алитированный слой имеет высокую твердость и одинаковую глубину проникнове-

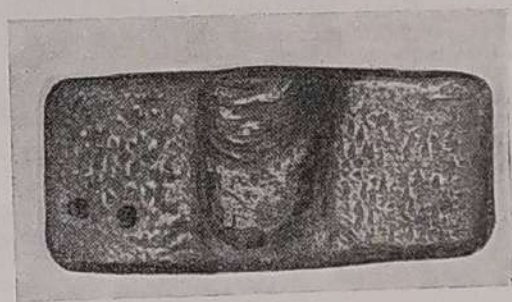


Рис. 7. Алитированный образец, нагревавшийся в камере газификации в течение 225 час.

ния по всей покрытой площади. Было установлено также, что чем больше времени образцы нагреваются, тем глубже получается диффузионный слой.

Для испытания на жаростойкость образцы были изготовлены из той же стали, что и камера газификации газогенераторного трактора марки СТЗ-НАТИ, с применением электросварки качественными электродами. Толщина напыленного слоя алюминия составляла 1,5—2,5 мм.

Всего на жаростойкость было испытано 40 образцов, из них 18 напылены алюминием из газового аппарата, 18 — из электроаппарата, 4 — не напыливались (для сравнительных испытаний).

Образцы прошли диффузионный отжиг в электро- и газовых печах при 980° в течение 4—6 час. с обмазкой № 3. У образцов, напыленных газовым аппаратом, наблюдалось стекание алюминия в местах сварки, а при испытании их на жаро-

стойкость в этих местах появлялась окалина. У образцов, покрытых из электрометаллизатора, стекания алюминия не наблюдалось.

После отжига и тщательной очистки образцов производились их замер (в шести плоскостях) и взвешивание после 100-часового нагрева при 800° в электро- и газовой печах. Жаростойкость определялась увеличением привеса образцов после нагрева.

За единицу измерения жаростойкости принимался привес образцов, выраженный в $\text{г} \cdot \text{дм}^2/\text{час}$. Результаты этих испытаний приведены на рис. 9.

На образцах с напылением алюминия газовым аппаратом и соответственно равным временем нагрева в электро- и



а)



б)



в)

Рис. 8. Микроструктура алитированного образца ($\times 100$).

газовой печах было обнаружено большее количество окалина, чем с напылением электродуговым аппаратом. Окалиннообразование у образцов с напылением газовым аппаратом при диффузионном отжиге в электро- и газовой печах в течение 4 час. оказалось в 5—7 раз меньше, чем у нена-

пыльных образцов, а у образцов с напылением электроаппаратом при отжиге в течение 6 час. — в 22—27 раз меньше, чем у ненапыленных образцов.

Из рассмотренных выше экспериментальных работ можно сделать следующие выводы.

Глубина алитированного слоя в миллиметрах при температуре диффузионного отжига 980° в зависимости от времени нагрева составляет при нагреве в электропечи в течение 4 час. 0,18—0,41, 5 час. 0,22—0,53, 6 час. 0,37—0,72; при нагреве в газовой печи в течение 4 час. 0,22—0,31, 6 час. 0,14—0,33. Лучшую жаростойкость имеют образцы с напылением алюминия электродуговыми аппаратами при диффузионном отжиге в течение 6 час. с покрытием обмазки № 3.

Алитированные способом металлизации камеры и отдельные детали были установлены на экспериментальный газогенератор НАТИ. После испытаний газогенераторным отде-

газогенераторные тракторы, переданные на испытание в государственную комиссию.

* * *

При алитировании в ферроалюминиевом порошке и окунании в расплавленный алюминий диффузия происходит только в печи при $900-1100^\circ$, а при металлизации, кроме печи, также и во время работы трактора при высоких температурах.

Поэтому диффузионный слой в этом случае значительно глубже, чем при использовании первых двух способов. Оставшийся окисленный слой алюминия на поверхности изделий хорошо защищает основной металл от сгорания. Химический

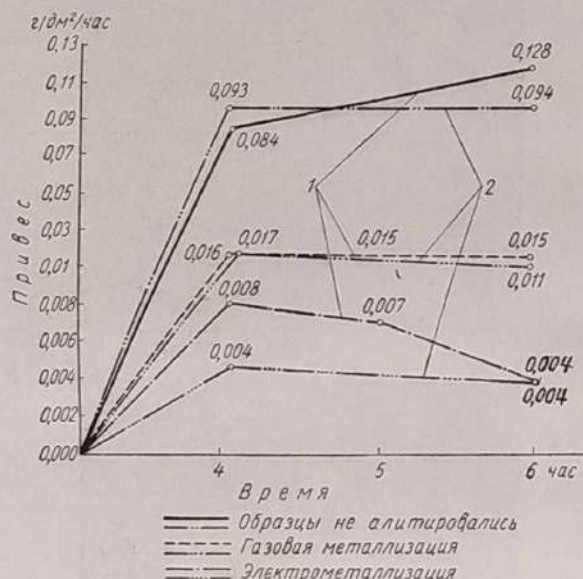


Рис. 9. Диаграмма жаростойкости образцов, подвергавшихся отжигу в газовой (1) и электропечах (2).

лом НАТИ газогенераторная установка, проработавшая 1000 час., оказалась вполне пригодной для дальнейшей эксплуатации.

Описанный способ алитирования был применен автором статьи в 1950 г. на Сталинградском тракторном заводе при изготовлении газогенераторных тракторов для государственных испытаний.

Алитированию подвергались следующие основные детали: камера газификации, опорные кольца, горловины (рис. 10, 11) для древесного топлива, горловины для торфобрикетов, колосниковые решетки. Эти детали были установлены на



Рис. 10. Камера газификации газогенераторного трактора НАТИ.

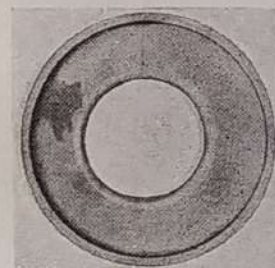


Рис. 11. Алитированная горловина.

состав этого слоя в процентах: 72,43 Al, 12 Al_2O_3 , 10 CaO, 32 MgO, 2,3 Fe_2O_3 , 0,18 Mn.

По данным Сталинградского тракторного завода для алитирования в ферроалюминиевом порошке деталей одного газогенераторного трактора 2ГМ-1 и ТГБ-50 требуется 82 кг ферроалюминиевого порошка, 15,5 кг жаростойкой стали для ящиков и 1,65 кг нашатыря. При алитировании способом металлизации алюминий с нанесением обмазки № 3 требуется 5,0 кг алюминиевой проволоки диаметром 1,5—2,0 мм. Расход электроэнергии при таком способе в 10 раз меньше, чем при алитировании в ферроалюминиевом порошке.

По данным НАТИ срок службы неалитированных газогенераторных установок составляет 400—450 рабочих часов. По данным Госкомиссии по испытанию газогенераторных тракторов и НАТИ алитированные газогенераторные установки после 2200 час. работы оказались пригодными к дальнейшей эксплуатации.

Алитирование металлизацией автомобильных и тракторных газогенераторных установок можно производить несколько раз.

Срок службы газогенераторных установок, алитированных способом металлизации и последующим восстановлением, может быть доведено до 4000—4500 рабочих часов.

ИСПЫТАНИЯ ПАРОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НАМИ-012

Автомобильная и тракторная промышленность

№ 12, 1952 г.

В 1950—1951 гг. проводились всесторонние испытания двух опытных образцов паровых автомобилей НАМИ-012; один из них был построен в конце 1949 г., другой — в середине 1950 г.

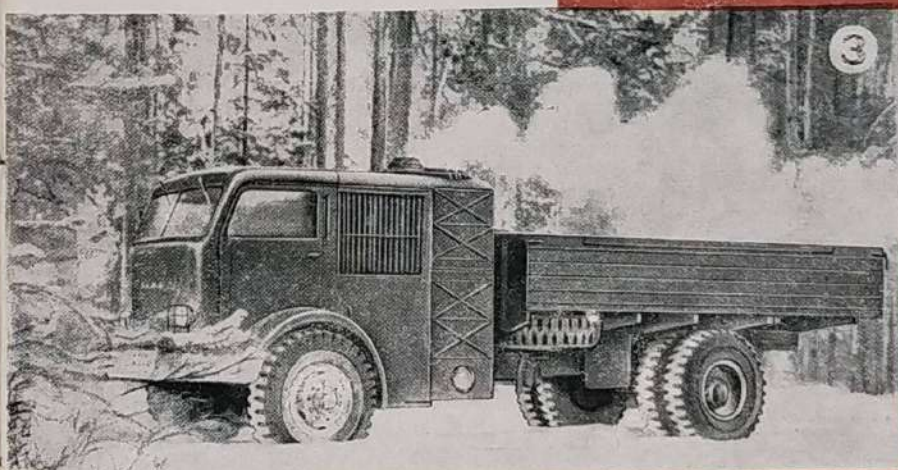
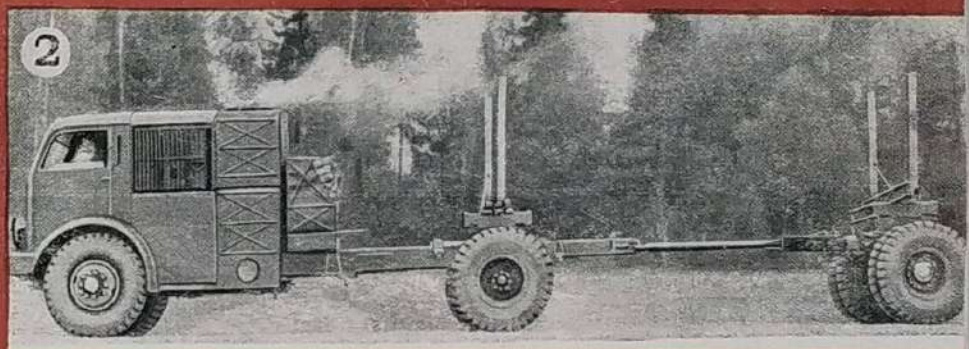
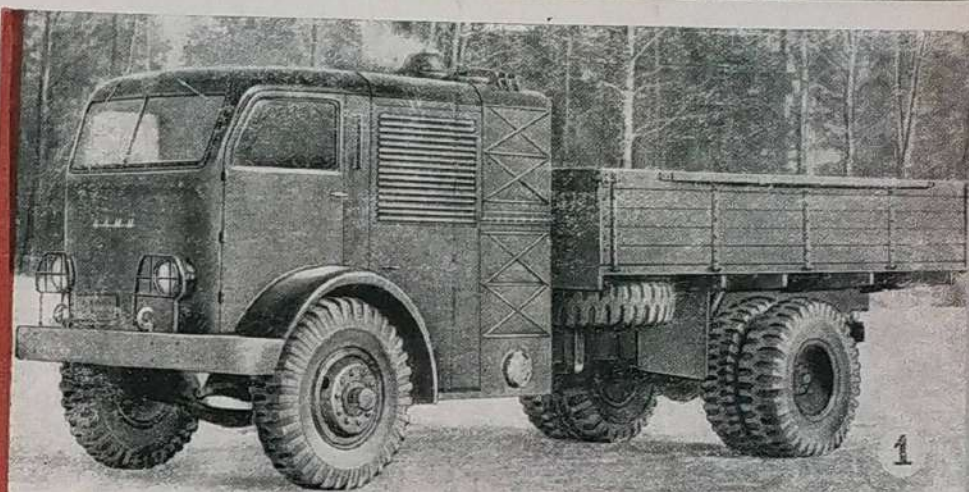
Паровые автомобили НАМИ-012 представляют собой двухосные 6-тонные грузовые автомобили с одной задней ведущей осью. Они имеют серийное шасси дизельного грузового автомобиля ЯАЗ-200 и оборудованы паро-силовой установкой повышенного давления¹.

Программа испытаний автомобилей предусматривала определение их экономических и динамических свойств, проверку конструктивных и эксплуатационных качеств паро-силовой установки, проверку общей слаженности работы отдельных агрегатов и выявление их надежности и износостойкости. Испытания проводились по общепринятой методике с учетом специфических особенностей, обусловленных наличием в качестве двигателя паро-силовой установки.

Оба паровых автомобиля испытывались в транспортном варианте (рис. 1) и как тягачи с прицепами-ропусками (рис. 2).

Общие свойства автомобилей проверялись на дорогах с твердым покрытием при двух весовых состоя-

¹ Описание конструкции и принципа действия парового автомобиля НАМИ-012 дано в журнале «Автомобильная промышленность» № 7, 1949.

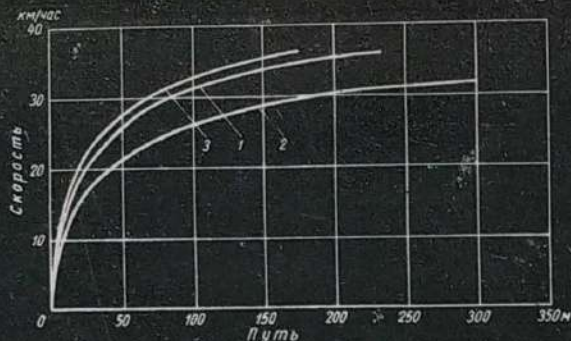
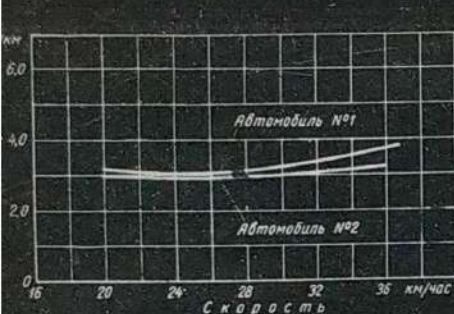


ниях — с полезной нагрузкой 6 т и с двухосным прицепом при общем весе автопоезда 25 т (полезный груз — 12 т). Эксплуатационные свойства выявлялись на зимних и летних лесовозных дорогах, а также на дорогах общего назначения (рис. 3 и 4). Во время зимних испы-



таний было произведено опробование автомобилей с двухосным прицепом-ропуском на хлыстовой вывозке. Хлысты грузились на верхнем складе обычным способом при помощи автокрана (рис. 5); трудностей в погрузке или нарушении установленного в леспромпхозах технологического процесса не наблюдалось.

Результаты испытаний показали, что общая конструктивная схема автомобилей является рациональной. Расположение агрегатов паро-



силовой установки на шасси обеспечивает хорошую доступность к основным узлам. Производительность отдельных агрегатов выбрана правильно и согласованность их действия вполне удовлетворительная, что обеспечивает нормальную работу автомобиля в условиях как резко переменных нагрузок, так и постоянных режимов. Управление автомобилем осуществляется одним человеком (водителем) и особых затруднений не вызывает.

Паро-силовая установка надежно работает в зимних и летних условиях. Была опробована работа парового автомобиля при температурах наружного воздуха — $36-39^{\circ}$ и $+32+35^{\circ}$.

Средний эксплуатационный расход топлива (дров) для грузового автомобиля при движении по шоссе составляет $3,5-4,5$ кг/км, минимальный расход топлива при движении по шоссе с установившейся скоростью — $3,0$ кг/км (рис. 6). Средний расход воды при движении по шоссе не превышает 1 л на 1 км пути.

Паровой автомобиль НАМИ-012 обладает высокими тяговыми и динамическими качествами. На рис. 7 изображены кривые разгона автомобиля с места (1 — с нагрузкой 6 т, 2 — с нагрузкой 6 т + прицеп, 3 — без нагрузки) при переменном наполнении. В пределах сравнимых скоростей он имеет лучшую динамику разгона, чем дизельный грузовой автомобиль ЯАЗ-200. Максимальная скорость парового автомобиля 45 км/час, средняя техническая скорость грузового автомобиля при движении по шоссе 30 км/час.

Паровой автомобиль надежно работает на дровах (швырок $0,5$ м) с рабочей влажностью до 50% (до 100% абс.). Запас хода на одной заправке бункеров составляет $75-100$ км, по наличию воды — $150-180$ км.

Питание котла водой возможно без предварительной подготовки. Во всех летних испытаниях на лесовозных дорогах заправка водой производилась из естественных водоемов с помощью эжектора (рис. 8).

Проходимость парового автомобиля по дорогам общего назначения (шоссе, профилированные грунтовые дороги) вполне удовлетворительная. В лесных условиях, когда дорога прокладывается и накатывается самим автомобилем, он обладает хорошей проходимостью в груженом состоянии. Зимой автомобиль с грузом проходит по снежной целине толщиной 300 мм и хорошо накатывает дорогу (рис. 9), летом он легко проходит по песчаным (рис. 10) и сырым участкам. В порожнем состоянии вследствие большого веса, приходящегося на переднюю ось, паровой автомобиль как зимой, так и летом обладает ухудшенной проходимостью в условиях лесного бездорожья.

К концу испытаний общий пробег паровых автомобилей составил: первого $26\,000$ км, второго $16\,000$ км. Испытания были завершены пробегом Москва — Ярославль — Москва.

объема составляет 1% при колебаниях отношения $\frac{s}{D}$ от -0,2 до +0,1 и от -0,2 до +0,3 (см. рис. 4).

Приведенные примеры указывают на достаточно пологое протекание кривых, характеризующих изменение (вблизи экстремума) объема двигателя с изменением отношения $\frac{s}{D}$, что предоставляет конструктору широкие возможности для удачного выбора отношения $\frac{s}{D}$ на основе учета всех основных факторов, влияющих на это отношение.

Изложенное позволяет сделать следующие выводы.

1. Для получения минимального габаритного объема двигателя (с помощью введенного понятия «основной объем») нужно выбрать определенное отношение хода поршня к диаметру цилиндра.

2. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра, соответствующее минимальному объему двигателя, может быть малым или большим и зависит от типа конструкции двигателя,

выбранных параметров шатуна и конструкции головки блока. В частности, для двигателей с нижним расположением клапанов это отношение составляет 0,90—1,10, с верхним расположением клапанов 1,20—1,40.

3. Пологое протекание кривых относительного изменения объема двигателя в зависимости от отношения $\frac{s}{D}$ позволяет выбирать это отношение в достаточно широких пределах, дающих возможность учитывать другие факторы, влияющие на выбор отношения $\frac{s}{D}$, которые подлежат самостоятельному изучению.

При проектировании двигателя влияние отношения $\frac{s}{D}$ на объем двигателя и выбор его оптимального значения из условий получения минимального объема двигателя должны учитываться с помощью анализа, подобного изложенному, наряду с остальными факторами, влияющими на выбор этого отношения.

Зависимость мощности газогенераторных двигателей от коэффициента избытка воздуха

И. Н. ВЕЛИЧКИН

НАТИ

ПОЧТИ все исследователи газогенераторных двигателей отмечают, что максимальная мощность этих двигателей достигается при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,05 \div 1,2$.

Неоднократно высказывались предположения о возможности повышения мощности газогенераторных двигателей путем уменьшения коэффициента избытка воздуха, соответствующего максимальной мощности, до $\alpha < 1$. В связи с этим определение зависимости мощности газогенераторных двигателей от коэффициента избытка воздуха представляет большой интерес.

Исследования зависимости мощности двигателя от коэффициента избытка воздуха обычно проводятся при постоянных числах оборотов коленчатого вала, поэтому можно вместо $N_e = f_1(\alpha)$ рассматривать $p_e = f_2(\alpha)$ или даже $p_i = f_3(\alpha)$. Последнее допущение возможно в связи с тем, что характер изменения p_i и p_e в зависимости от α совершенно одинаков.

Из общих курсов теории двигателей внутреннего сгорания [1] известно, что для газовых двигателей (в том числе для газогенераторных)

$$p_i = 0,503 \frac{p_0}{T_0} H_u' \frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0} \eta_n \text{ кг/см}^2; \quad (1)$$

для жидкотопливных двигателей с внешним смесеобразованием

$$p_i = 0,503 \frac{p_0}{T_0} H_u' \frac{\eta_i}{\alpha L_0 + \frac{1}{m_m}} \eta_n \text{ кг/см}^2. \quad (2)$$

В этих формулах:

p_0 — давление окружающей среды в кг/см²;
 T_0 — температура окружающей среды в ° абс;

H_u' и H_u — теплотворность топлива соответственно в ккал/кг и в ккал/л;

V_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива в м³ воздуха на 1 м³ топлива или кгмоль воздуха на 1 кгмоль топлива;

L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания жидкого топлива в кгмоль воздуха на 1 кг топлива;

m_m — молекулярный вес топлива;

η_n — коэффициент наполнения двигателя, отнесенный к условиям окружающей среды;

η_i — индикаторный к. п. д.

Для жидкотопливных двигателей обычно пренебрегают объемом паров топлива $\frac{1}{m_m}$, и формула (2) приобретает следующий вид:

$$p_i = 0,503 \frac{p_0}{T_0} \eta_n \frac{H_u}{L_0} \frac{\eta_i}{\alpha}. \quad (3)$$

Для придания анализу более общего характера объединим формулы (1) и (2). Умножим числитель и знаменатель выражения (2) на молекулярный вес m_m топлива:

$$p_i = 0,503 \frac{p_0}{T_0} m_m H_u \frac{\eta_i}{\alpha m_m L_0 + 1} \eta_n. \quad (4)$$

Произведение $m_m H_u$ является теплотворностью 1 кгмоль топлива, т. е.

$$m_m H_u = H_u' \text{ ккал/кгмоль}. \quad (5)$$

Произведение $m_m L_0$ выражает теоретически необходимое количество кгмоль воздуха для сгорания 1 кгмоль жидкого топлива:

$$m_m L_0 = V_0 \text{ кгмоль воздуха на 1 кгмоль топлива}. \quad (6)$$

После подстановки выражений (5) и (6) формула (4) становится формулой (1). Следовательно, в общем виде зависимость p от определяющих параметров для газовых и жидкотопливных двигателей с внешним смесеобразованием будет иметь вид формулы (1).

Для упрощения анализа отнесем коэффициент наполнения двигателя η_n к нормальным физическим условиям и обозначим его η_n' , тогда формула (1) примет вид

$$p_i = 0,503 \frac{1,033}{273} H_u' \frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0} \eta_n' = 0,0019 H_u' \frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0} \eta_n'. \quad (7)$$

Как видно из этой формулы, влияние коэффициента избытка воздуха на среднее индикаторное давление зависит от изменений химического состава топлива, индикаторного к. п. д. и коэффициента наполнения.

Известно, что характер протекания кривой изменения p_i в зависимости от α определяется в основном изменением вели-

чины отношения $\frac{\eta_i}{1+\alpha V_0}$ в зависимости от коэффициента избытка воздуха. Остальные переменные величины H'_u и η'_n для постоянных чисел оборотов и полного открытия дроссельной заслонки изменяются незначительно. Поэтому на первом этапе анализа зависимости мощности газогенераторных двигателей от коэффициента избытка воздуха допустим, что H'_u и η'_n являются постоянными величинами, тогда формула (7) примет вид

$$p_i = K \frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0}, \quad (8)$$

где $K=0,0019 H'_u \eta'_n$.

Рассмотрим в первую очередь зависимость η_i от α .

На рис. 1 показана кривая изменения η_i в зависимости от α , построенная как средняя из опытных кривых для работы ряда карбюраторных двигателей при полном открытии дросселя и постоянных числах оборотов. При построении этой кривой для удобства последующего анализа за 100% принято наибольшее значение η_i .

Такое протекание кривой изменения η_i у карбюраторных двигателей объясняется следующими причинами:

- 1) в случае сгорания богатых смесей ($\alpha < 1$) часть топлива выбрасывается из двигателя неиспользованным; чем меньше α , тем больше потери тепла из-за недогорания топлива; при $\alpha \approx 0,4$ наступает высший предел горючести смеси;
- 2) недогорание топлива происходит при увеличении α до 1,03—1,05;
- 3) дальнейшее обеднение смеси приводит к медленному увеличению η_i так как термический к.п.д. с увеличением α повышается вследствие роста показателя адиабаты κ ;
- 4) при $\alpha=1,1$ это медленное увеличение η_i прекращается, так как в связи с приближением к нижнему пределу горючести смеси ($\alpha \approx 1,4$) двигатель начинает работать неустойчиво из-за плохого перемешивания паров воздуха с топливом [2].

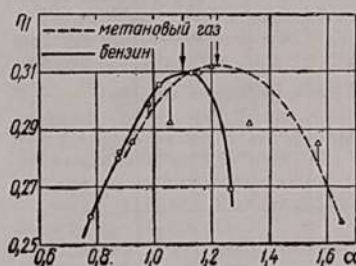


Рис. 1.

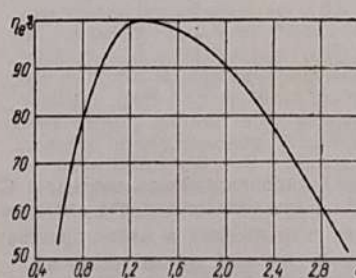


Рис. 2.

газовых двигателей, и для жидкотопливных с внешним смешением протекает одинаково и имеет максимум при $\alpha=1,1$ (см. рис. 1).

Рассмотрим с принятым допущением изменение $\frac{\eta_i}{1+\alpha V_0}$

в зависимости от α для различных видов топлива. Разница в изменении этой величины может определяться только различными значениями V_0 — теоретически необходимых количеств килограммов воздуха для сгорания 1 кг моля топлива. В таблице приведены значения V_0 для разных видов жидкого и газообразного топлива [1].

Топливо	Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива		Молекулярный вес
	в кг моля на 1 кг топлива	в кг моля на 1 кг топлива	
Керосин среднего состава	0,506	65,7	130
Автомобильный бензин	—	—	—
среднего состава	0,516	58,7	114
Моторный бензол	0,465	40,3	86,6
Этиловый спирт 96° (ректификат)	0,293	12,3	42,1
Саратовский естественный газ	—	9,58	—
Бакинский естественный газ	—	9,19	—
Канализационный газ	—	6,52	—
Коксовый газ	—	4,1	—
Генераторный газ из древесных чурок	—	1,0	—
Генераторный газ из древесного угля (с присадкой воды)	—	1,2	—

Как видно из таблицы, значения V_0 колеблются в очень широких пределах — от 1 до 66. При больших значениях V_0

наличие в знаменателе выражения $\frac{\eta_i}{1+\alpha V_0}$ — постоянного слагаемого (единицы) — почти не отразится на протекании кривой

изменения этого выражения в зависимости от α . Однако при малых значениях V_0 , особенно для генераторного газа, когда $V_0 \approx 1$, протекание рассматриваемой кривой должно измениться из-за наличия в знаменателе постоянного слагаемого, примерно равного величине переменного слагаемого.

Результаты подсчетов, проведенных для значений $V_0=50$; 10; 5 и 1 кг моля воздуха на 1 кг моля топлива, представлены на рис. 3. Для каждой кривой за 100% принято максимальное

значение величины $\frac{\eta_i}{1+\alpha V_0}$. Изменение $\eta_i = f(\alpha)$ взято по рис. 1.

Как видно из рис. 3, величина $\frac{\eta_i}{1+\alpha V_0}$ достигает максимального значения для топлива с $V_0=50$ при $\alpha=0,375$, с $V_0=10$ при $\alpha=0,900$, с $V_0=5$ при $\alpha=0,930$ и с $V_0=1$ при $\alpha=1,020$.

До сих пор рассуждения велись в предположении, что H'_u и η'_n являются постоянными величинами. В действительности на эти величины оказывает некоторое влияние коэффициент избытка воздуха.

Теплотворность жидкого топлива остается постоянной. Не меняется она и для газовых двигателей, работающих на сжатом или сжиженном топливе, но для газогенераторных двигателей может изменяться в зависимости от α в связи с изменением количества отбираемого из генератора газа и, следовательно, с изменением напряженности горения. Однако количество газа, засасываемого в двигатель, при уменьшении α от 1,1 до 0,8 увеличивается всего на 17%. Такое изменение напряженности горения в газогенераторе не может вызвать значительного изменения теплотворности газа. По литературным данным [5], при повышении напряженности горения в газогенераторе на 17% от нормального режима работы теплотворность газа может увеличиться на 2—2,5%.

На коэффициент наполнения η'_n изменение α также не оказывает существенного влияния. Небольшое увеличение η'_n происходит в связи с понижением температуры поступающей в цилиндр свежей смеси при работе с коэффициентами избытка воздуха, большими или меньшими единицы (при $\alpha=1$ температуры отработавших газов и деталей двигателя достигают

наибольших значений). У жидкотопливных двигателей может уменьшаться температура рабочей смеси при обогащении ее за счет испарения примерно в том же количестве воздуха большего количества топлива. Однако обе указанные причины не могут дать существенного увеличения коэффициента наполнения. По литературным данным [6], колебания η_n в связи с изменением коэффициента избытка воздуха от 1,1 до 0,8 не превышает обычно 1–2%.

У газогенераторных двигателей при изменении α от 1,1 до 0,8 коэффициент наполнения уменьшается в связи с увеличением количества газа, проходящего через агрегаты газогенераторной установки. Однако, как показывают расчеты,

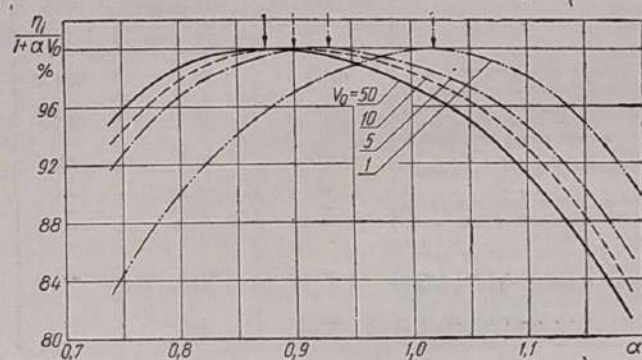


Рис. 3.

коэффициент наполнения в указанном интервале уменьшается всего на 2,5–3%. Имеющиеся экспериментальные данные [5] подтверждают эти цифры.

Из изложенного видно, что колебания η'_n и η'_i не могут заметно изменить протекание кривых $\frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0}$, приведенных на рис. 3, тем более что колебания величин H'_u и η'_n направлены в противоположные стороны. Следовательно, изменения p_i и p_e будут примерно такими же, как изменения величины $\frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0} = f(\alpha)$.

Для того чтобы разобраться в причинах смещения максимальных значений p_i и p_e в сторону больших значений α для малокалорийного топлива, выясним физическую сущность переменной части выражения p_i [см. формулу (7)], т. е. вели-

чины $H'_u \frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0} \eta'_n$. Обозначим эту величину — q_v :

$$q_v = H'_u \frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0} \eta'_n. \quad (9)$$

Преобразуем знаменатель выражения (9):

$$1 + \alpha V_0 = 1 + \varphi_0, \quad (10)$$

где $\varphi_0 = \alpha V_0 = \frac{V_a}{V_m}$ — коэффициент объемного смешения,

т. е. отношение действительного объема воздуха при заданном значении α к объему топлива в парообразном или газообразном состоянии.

Так как для величины φ_0 не имеет значения, в каких единицах взяты V_a и V_m , то примем обычную для φ_0 размерность — в кгмоль/час , т. е.

$$\varphi_0 = \frac{V_a}{V_m} \frac{\text{кгмоль/час воздуха}}{\text{кгмоль/час топлива}}. \quad (11)$$

Подставляя значение φ_0 в выражение (10), получим

$$1 + \alpha V_0 = 1 + \frac{V_a}{V_m} = \frac{V_{cm}}{V_m}, \quad (12)$$

тогда выражение q_v примет следующий вид:

$$q_v = \frac{H'_u \eta_i \eta'_n V_m}{V_{cm}}. \quad (13)$$

Произведение $H'_u V_m$ в формуле (13) представляет собой количество тепла, внесенного в двигатель с топливом в течение 1 часа, т. е.

$$H'_u V_m = Q_0 \text{ ккал/час}. \quad (14)$$

Часовой расход смеси может быть выражен через V'_h (часовой рабочий объем двигателя в л) и η'_n :

$$V_{cm} = V'_h \eta'_n \text{ л/час}. \quad (15)$$

После подстановки выражений (14) и (15) в формулу (13) она примет следующий вид:

$$q_v = \frac{Q_0 \eta_i}{V_h} \text{ ккал/л}. \quad (16)$$

Следовательно, q_v характеризует количество тепла, превращенного в индикаторную работу в единице рабочего объема цилиндров двигателя. Величина q_v является как бы удельным теплоиспользованием единицы рабочего объема цилиндров двигателя.

Как уже указывалось, q_v является переменной составляющей среднего индикаторного давления p_i и отличается от него только по размерности и по числовому значению. Характер протекания кривых изменения q_v , p_i и p_e в зависимости от α одинаков.

Выяснив физическую сущность q_v , можно определить причины смещения максимальных значений q_v , p_e и p_i в сто-

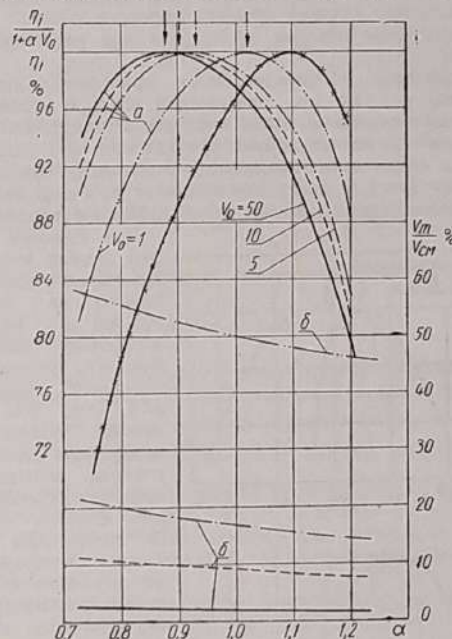


Рис. 4.

рону больших значений α для малокалорийного топлива. С целью упрощения и большей наглядности анализа примем опять, что H'_u и η'_n являются постоянными и закон протекания кривой $\eta_i = f(\alpha)$ — общий для всех видов топлива.

На рис. 4 представлены необходимые для анализа кривые, характеризующие изменение величин $\frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0} = f(\alpha)$ и $\frac{V_m}{V_{cm}}$ в зависимости от значений V_0 в кгмоль воздуха на 1 кгмоль

топлива. Сплошной линией с крестиками показано изменение η_i согласно рис. 1.

Группа кривых *a* выражает зависимость относительных значений $\frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0}$ от α для топлива с разными V_0 согласно

рис. 3. Для принятых упрощений величина $\frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0}$ является удельным теплоиспользованием рабочего объема цилиндров двигателя:

$$\frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0} = q'_v \quad (17)$$

Группа кривых *b* характеризует увеличение объема, занимаемого топливом, в процентах по отношению к общему объему смеси

$\frac{V_m}{V_{cm}}$ при изменении α для топлива с разным V_0 .

Рассмотрим протекание этих кривых от больших значений коэффициента избытка воздуха к меньшим.

При уменьшении α до 1,1 увеличиваются поступление в двигатель топлива (возрастание кривых *b*) и коэффициент η_i полезного использования единицы топлива. Это обеспечивает увеличение удельного теплоиспользования рабочего объема q_v цилиндров двигателя для всех видов топлива в силу того, что величина q_v представляет собой произведение η_i и $\frac{V_m}{V_{cm}}$. Чтобы убедиться в этом, подставим в выражение (17)

значение знаменателя согласно равенству (12):

$$q'_v = \frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0} = \eta_i \frac{V_m}{V_{cm}} \quad (18)$$

При уменьшении α за пределы значения, равного 1,1, увеличение поступления в двигатель топлива $\frac{V_m}{V_{cm}}$ продолжается, но коэффициент η_i уменьшается; при этом чем больше поступает топлива, тем меньше становится коэффициент полезного использования его. В результате нарастание удельного теплоиспользования рабочего объема уменьшается и достигается

максимум его, а затем значения величины $\frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0}$ для всех видов топлива резко уменьшаются.

Приведенное рассуждение показывает причины смещения максимумов кривых q_v , P_i и P_e в сторону меньших коэффициентов избытка воздуха по сравнению со значениями α при $\eta_{i \max}$, но не объясняет, почему для топлива с разной теплопроводностью максимальные значения q_v , P_i и P_e достигаются при разных α . Объяснение этого явления [см. формулу (18)] следует искать только в различном протекании кривой $\eta_i = f(\alpha)$ для разных видов топлива, так как зависимость $V_m = f(\alpha)$ принята одинаковой для всех видов топлива, а V_{cm} — постоянная величина.

В случае применения разных видов топлива для доведения состава смеси до определенного значения α (в сторону обогащения) следует вводить в смесь разное количество топлива (не только по объему, но и по количеству калорий). Это необходимо потому, что объем топлива в рабочей смеси может увеличиваться только при соответствующем сокращении объема воздуха. В случае применения высококалорийных видов топлива, имеющих большой молекулярный вес и малый удельный объем, наблюдается незначительное уменьшение объема воздуха с увеличением в смеси количества топлива, а при использовании топлива с большим удельным объемом происходит значительное сокращение объема воздуха.

Изложенное иллюстрируется кривыми *a* на рис. 5. Для топ-

лива, имеющего $V_0=50$, при уменьшении α от 1,1 до 0,75 объем воздуха в рабочей смеси уменьшается всего на 1%, в то время как для топлива, имеющего $V_0=1$, при том же уменьшении α объем воздуха уменьшается на 18%. Очевидно, во втором случае необходимо вводить в двигатель гораздо меньше топлива, чем в первом, для достижения одного и того же значения α .

Кривые *b* характеризуют величину $\frac{V_m}{V_{cm}} = f(\alpha)$.

За 100% для всех видов топлива принято значение $\frac{V_m}{V_{cm}}$ при $\alpha = 1,1$.

Как видно из рис. 5, для достижения $\alpha = 0,75$ нужно увеличить количество топлива в составе рабочей смеси по отношению к количеству топлива при $\alpha = 1,1$ на 150% для топлива с $V_0=50$, на 141% — с $V_0=10$, на 136% — с $V_0=5$ и на 120% — с $V_0=1$.

Принятому условно одинаковому для всех видов топлива изменению коэффициента η_i полезного использования единицы топлива противопоставляется разное увеличение количества топлива в рабочей смеси. Чем меньше нарастание величины $\frac{V_m}{V_{cm}}$, тем раньше (т. е. при больших значениях α) прекратится увеличение удельного теплоиспользования единицы рабочего объема $q_v = \eta_i \frac{V_m}{V_{cm}}$ и начнется его уменьшение. Так протекают кривые q_v , P_i и P_e у газогенераторных двигателей. Чем большее нарастание величины $\frac{V_m}{V_{cm}}$ требует-

ся для достижения того или иного значения α , тем позже (т. е. при меньших значениях α) произойдет перегиб кривых q_v , P_i и P_e . Так протекают эти кривые у жидкотопливных двигателей.

В заключение необходимо еще раз отметить, что весь анализ проведен в предположении, что для газовых двигателей изменение индикаторного к.п.д. в зависимости от α протекает так же, как у карбюраторных жидкотопливных двигателей. В действительности при сжигании в двигателях газообразного топлива максимум η_i смещается в сторону больших значений α .

Все изложенное объясняет причины получения максимальных значений N_e у газогенераторных двигателей при коэффициентах избытка воздуха, больших единицы, и исключает необходимость проведения работ, направленных на получение максимальной мощности у этих двигателей при меньших значениях коэффициента избытка воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

- Орлин А. С., Калиш Г. Г. и др., Двигатели внутреннего сгорания, Машгиз, 1951.
- Масленников М. М. и Раппинпорт М. С., Авиационные поршневые двигатели, Оборонгиз, 1951.
- Михайловский Ю. В., «Вестник инженера и техника» № 9, 1935.
- Генкин К. И., «Автомобиль» № 8, 1951.
- Мезин И. С., Транспортные газогенераторы, Сельхозгиз, 1948.
- Петров В. А. и Малявинский А. М., Автомобильные двигатели, Издательство Министерства коммунального хозяйства РСФСР, 1947.

* Такое объяснение для жидкотопливных двигателей дано проф. М. М. Масленниковым [2].

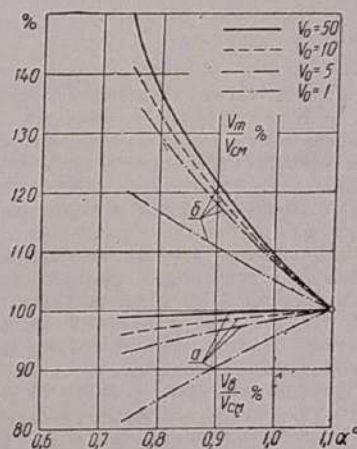


Рис. 5.

в 1957 г. до 2 000 000 шт. против плана 1956 г. 1 036 000 шт. Это позволит поставить вопрос о передаче производства карбюраторов с заводов ШААЗИС и МКЗ на заводы ЛКЗ и АЗТЭ, что потребует большой работы по созданию серии унифицированных карбюраторов.

Массовый выпуск карбюраторов, основанный на применении подавляющего большинства унифицированных деталей, позволит создать технологические линии с высокопроизводительным оборудованием и оснасткой.

Увеличение выпуска свечей и концентрация их производства требует пересмотра всего технологического процесса их изготовления. В первую очередь должен быть увеличен съем корпуса свечей с многошпиндельных автоматов, что возможно за счет увеличения скорости резания и применения твердосплавного инструмента, стойкого против ударной нагрузки. Применение метода точного литья для изготовления корпусов свечей даст годовую экономию проката 5000 т. Осуществление комплексной механизации производства позволит увеличить выпуск свечей на существующих площадях в 3 раза. Почти все оборудование разрабатывается и изготавливается на заводах Главка и в НИИАвтоприборов.

Специализация крупных заводов позволила на 50—60% увеличить выпуск наиболее трудоемких и металлоемких изделий без расширения производственных площадей.

Вывод с завода КАТЭК производства катушек зажигания, реле-регуляторов и карбюраторов сократил номенклатуру выпускаемых деталей на 500 единиц. Это позволило сокра-

тить номенклатуру специального инструмента: прессформ на 20 шт., штампов на 410 шт., приспособлений на 928 шт., режущего, мерительного и вспомогательного инструмента на 1088 шт.

Вывод с завода АТЭ-2 производства магнето уменьшил номенклатуру деталей на 100 единиц, что в значительной степени упростило работу служб завода.

Вывод магнето М22, М27 и коммутационной аппаратуры ПТ-3, ПТ-4, П14, П15А, П50 сократил номенклатуру выпускаемого специального инструмента: прессформ на 10 шт., штампов на 130 шт., приспособлений на 120 шт., мерительного, режущего и вспомогательного инструмента на 270 шт.

Общее количество недублируемых деталей достигло 1800 шт. Номенклатура повторяемого специального инструмента уменьшилась на 1500—5000 единиц.

Ликвидированы три самостоятельных цеха и 17 участков, что высвободило около 100 инженерно-технических работников и служащих. Несколько сократилась номенклатура повторяемых в производстве материалов.

Более рациональное использование и загрузка оборудования позволили при переводе дублируемых изделий не передавать всего комплекта, что дало возможность высвободить около 300 единиц оборудования и направить его на укомплектование технологических линий и расшивку узких мест.

Эффективность проведенных мероприятий указывает на необходимость еще более широкого развертывания работы по специализации на заводах Глававтоприбор.

Конструирование Исследования Испытания

Совершенствование конструкции трелевочного трактора КТ-12

В. К. АНДРОНОВ

Минский тракторный завод

ТРЕЛЕВОЧНЫЙ трактор КТ-12 спроектирован на Ленинградском заводе имени Кирова как специальная машина для механизированной трелевки леса.

Обладая значительными преимуществами по сравнению с сельскохозяйственными тракторами того же класса, тракторы КТ-12 завоевали прочное место в лесозаготовительной промышленности и являются в настоящее время одним из основных средств механизированной трелевки леса.

Однако наряду с положительными качествами трактор КТ-12 имел ряд конструктивных недостатков, которые снижали срок его службы и производительность.

В процессе производства тракторов КТ-12 завод вел работы по повышению работоспособности их узлов.

После передачи производства тракторов КТ-12 на Минский тракторный завод отделом главного конструктора этого завода были проведены работы как по повышению срока службы узлов и деталей, так и по повышению производительности трактора за счет его коренного изменения.

Результаты испытаний модернизированных тракторов, проведенных заводом совместно с ЦНИИМЭ, позволили внедрить в производство следующие конструктивно измененные узлы и детали:

1) усовершенствованную усиленную подвеску (рис. 1); в ступицах опорных катков подвески установлены вместо шариковых конические роликовые подшипники и применены такие

же, как у трактора ДТ-54, металлическое уплотнение и система смазки; усилены большие и малые балансиры: малые сделаны литыми, в больших усилены головки и крепление рес-сор, а текстолитовые втулки заменены стальными закаленными втулками;

2) натяжной механизм гусеницы с амортизирующим устройством и усиленными щеками кривошипов, позволивший улучшить работу ходовой системы (рис. 2);

3) звенья с увеличенными по высоте почвозацепами для улучшения сцепления гусеницы с грунтом (рис. 3);

4) усиленное крепление ступицы ведущего колеса к ведомому валу бортовой передачи за счет применения призонных штифтов (рис. 4);

5) эластичный карданный вал, как у трактора ДТ-54, вместо полужесткого (рис. 5);

6) новую газогенераторную установку ЗИС-352Т, обладающую более высокими эксплуатационными качествами по сравнению с установкой ХТЗ-Т2Г (рис. 6);

7) усиленные крышки картера бортовой передачи для устранения их изгиба в процессе эксплуатации (рис. 7);

8) усиленную переднюю раму погрузочного устройства (рис. 8);

9) более прочные литые очистители ведущих колес вместо сварных (рис. 9);

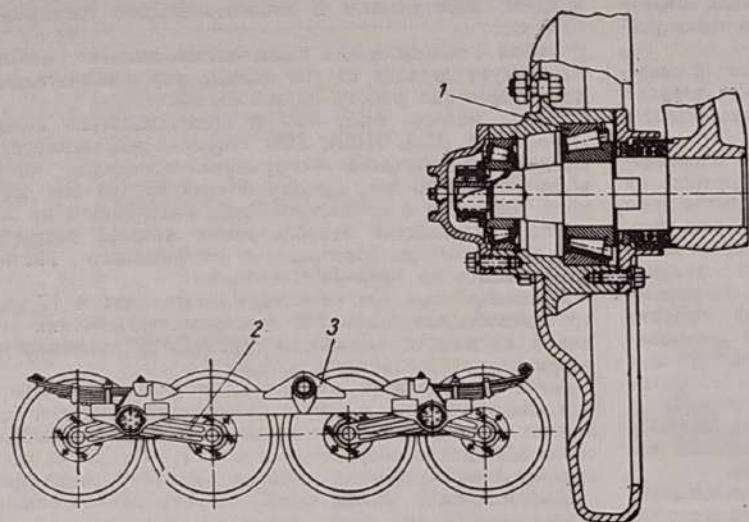


Рис. 1. Модернизированная подвеска:

1 — с коническими роликоподшипниками, торцевым металлическим уплотнением и жидкой смазкой в опорных катках; 2 — с литыми малыми балансирами; 3 — с усиленными главными балансирами и усиленным креплением рессор.

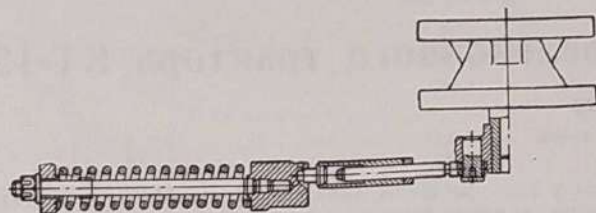
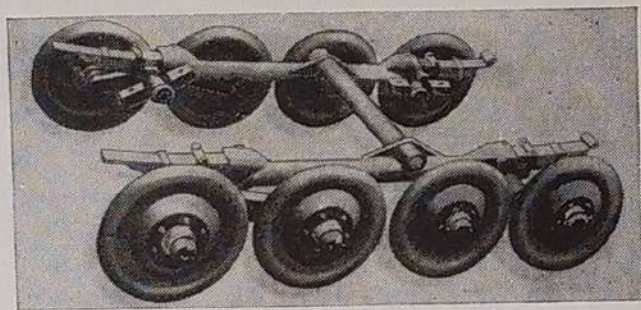


Рис. 2. Пружинный амортизатор в натяжном механизме направляющего колеса и усиленная щека кривошипа.

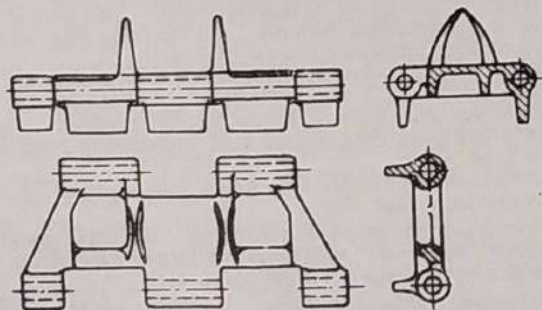


Рис. 3. Звенья гусеницы с увеличенными почвозацепами.

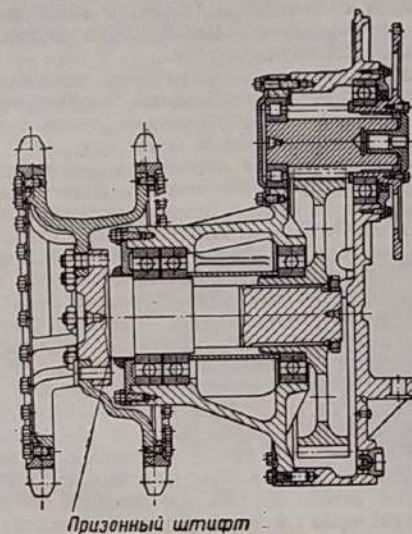


Рис. 4. Усиленное крепление корпуса ведущего колеса к ведомому валу бортовой передачи.

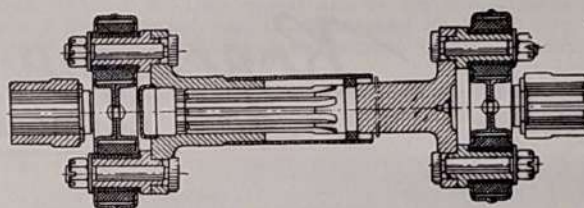


Рис. 5. Карданный вал с эластичными элементами.

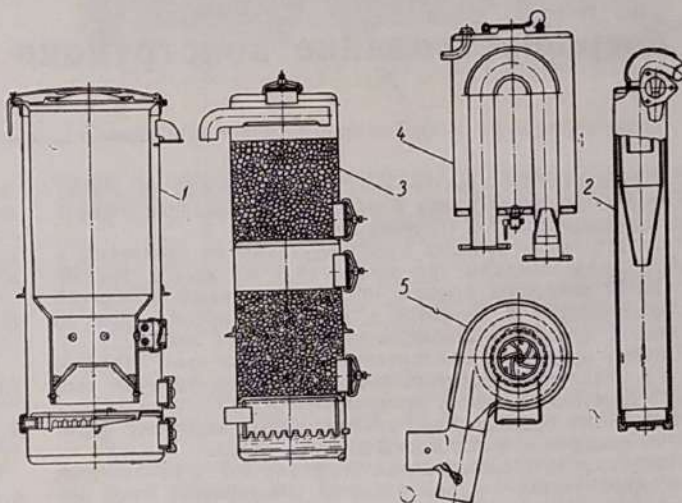


Рис. 6. Газогенераторная установка ЗИС-352Т:

1 — с газогенератором со сварным топливником и отъемной горловиной из кремниехромистой стали; 2 — с вертикальным циклоном, с увеличенным пылесборником; 3 — с вертикальным очистителем, с увеличенным объемом фильтрующих колец; 4 — с улучшенным подогревателем; 5 — с вентилятором розжига, с приводом от электродвигателя.

10) барабан лебедки с отъемной стальной кулачковой муфтой (рис. 10);

11) усиленный погрузочный щит.

В 1955—1956 гг. завод выпускал тракторы марки КТ-12А с гарантийным сроком службы 1500 час. вместо 1000 час. для ранее выпускавшихся тракторов КТ-12.

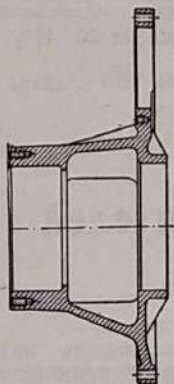


Рис. 7. Усиленная крышка картера бортовой передачи.

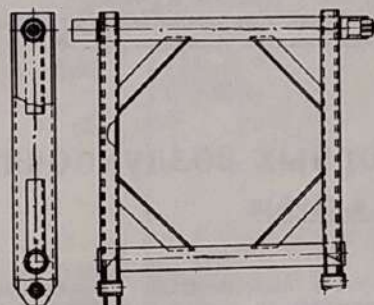


Рис. 8. Усиленная передняя рама погрузочного устройства.

Для дальнейшего повышения производительности на тракторе КТ-12А вместо газового двигателя установлен более

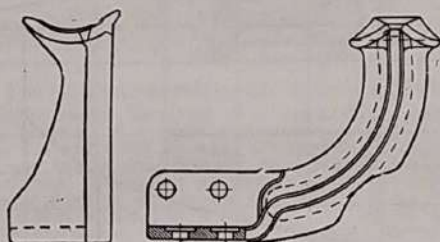


Рис. 9. Литые очистители ведущих колес.

мощный двигатель с воспламенением от сжатия, более рационально расположен центр тяжести и улучшена конструкция

погрузочного устройства. Трактору с новыми параметрами присвоена марка ТДТ-40 (рис. 11).

Двигатель Д-40 с воспламенением от сжатия развивает мощность 40 л. с. при 1500 об/мин и снабжен пусковым двигателем ПД-10М. Газовый двигатель УралЗИС-352Т, устанавливаемый на трактор КТ-12А, развивал мощность 35 л. с. при 1800 об/мин. В эксплуатации его мощность часто снижалась из-за неудовлетворительной работы газогенераторной установки вследствие применения переувлажненной чурки, сложности поддержания оптимального режима и неисправностей газогенератора. Применение двигателя с воспламенением от сжатия значительно улучшает условия труда тракториста и его помощника благодаря отсутствию загазовывания кабины, ус-

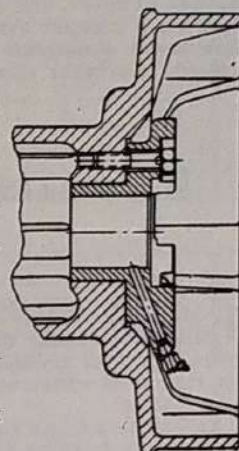


Рис. 10. Барабан лебедки с отъемной кулачковой муфтой.

ранению необходимости ухода за газогенератором и облегчению пуска двигателя. При установке двигателя Д-40 в коробке передач были изменены пары шестерен первой и пятой передач и пара шестерен привода лебедки, что позволило правильно установить скорости движения и тяговые усилия.

Передачи	ТДТ-40		КТ-12А	
	Скорость в км/час	Тяговое усилие в кг	Скорость в км/час	Тяговое усилие в кг
Первая	2,16	3270	2,01	2980
Вторая	3,33	1870	4,00	1190
Третья	5,20	950	6,24	530
Четвертая	7,48	460	8,97	280
Пятая	11,65	50	12,28	—
Задний ход	2,99	—	2,76	—

В таблице приведены теоретические скорости и тяговые усилия трактора ТДТ-40 (при коэффициенте сопротивления движению 0,1) и КТ-12А.

Тяговое усилие на тросе лебедки возросло с 4220 до 4470 кг.

Рациональное расположение центра тяжести получено в результате смещения его вперед на 75 мм против существующего, что позволило

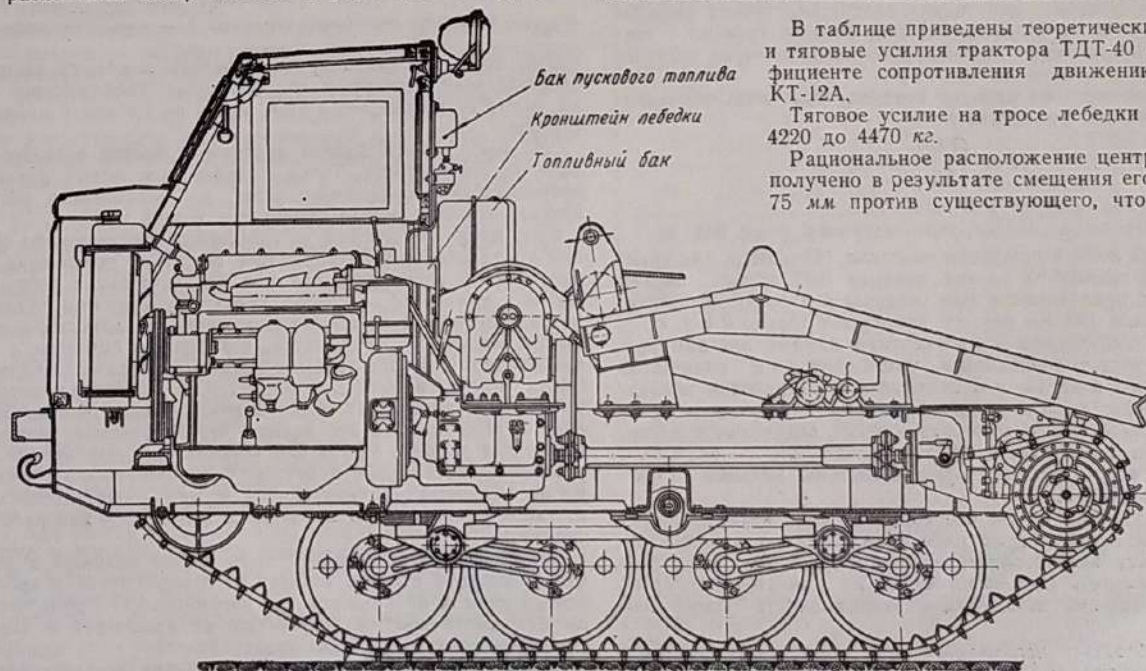


Рис. 11. Трелевочный трактор ТДТ-40.

устранить вздыбливание трактора при подтаскивании пакета хлыстов и при движении с нагрузкой.

Вздыбливание трактора при подтаскивании не позволяло зачастую полностью использовать тяговое усилие лебедки, что ограничивало объем пакета хлыстов при трелевке. В процессе трелевки резко изменялось распределение удельного давления на грунт, что ухудшало сцепление гусениц трактора с грунтом и снижало тяговые качества трактора.

Изменение положения центра тяжести получено за счет смещения двигателя вперед на 210 мм по сравнению с газо-

вым двигателем УралЗИС-352Т. Коробка передач и лебедка при этом смещены вперед на 324 мм.

Новое погрузочное устройство с более широким и прочным щитом угловой формы позволяет треловать деревья с кроной комлями вперед (см. фото на обложке). Ширина щита с 1400 увеличена до 1700 мм.

Вес трактора 6500 кг, сменная выработка на 30—40% выше, чем у трактора КТ-12А.

Минский тракторный завод со II квартала 1956 г. начал серийный выпуск тракторов ТДТ-40.

Из опыта исследования тракторных воздухоочистителей

Канд. техн. наук С. А. ЩУРОВ

НАТИ

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ тракторного парка, межремонтный срок службы тракторов, а также потребность в запасных частях на трущиеся детали двигателей в большой степени зависят от эффективности действия системы очистки воздуха от пыли.

Требования, предъявляемые к тракторным воздухоочистителям. Первое и основное требование, предъявляемое к воздухоочистителям тракторов, заключается в эффективной очистке воздуха от пыли, поступающей в двигатель. Важность этого требования определяется износным действием пыли на все движущиеся и вращающиеся детали.

Проведенные в НАТИ исследования показали большое износное действие пыли на компрессионные кольца и гильзы двигателя Д-54. По зарубежным данным, достаточно 30—40 г пыли, попавшей в двигатель, чтобы поршневая группа подверглась полному износу¹.

Улучшение очистки воздуха должно привести к увеличению продолжительности работы двигателя без смены деталей (поршней, колец, гильз, подшипников и пр.) и ремонта, а также к сокращению потребления тракторным парком запасных частей.

Для тракторов еще не установлен определенный показатель очистки воздуха, однако можно допустить, что пылесодержание в воздухе за воздухоочистителем должно приближаться к пылесодержанию технически чистого воздуха (0,001 г/м³).

Вторым требованием, предъявляемым к тракторному воздухоочистителю, является оказание небольшого сопротивления прохождению воздуха. Если бы не это требование, получить высокий коэффициент очистки для воздухоочистителя было бы несложно. Однако улучшение степени очистки связано с увеличением сопротивления прохождению воздуха через воздухоочиститель.

Потеря мощности на пропуск воздуха через воздухоочиститель определяется уравнением

$$N = \frac{Q \Delta h}{75} \text{ л. с.},$$

где Q — расход воздуха в м³/сек;

Δh — разрежение за воздухоочистителем в мм вод. ст.

Обычно эта потеря мощности невелика. Например, для трактора ДТ-54, имеющего расход воздуха 0,07 м³/сек, потеря мощности на просасывание при создаваемом воздухоочистителем разрежении 100 мм вод. ст. составляет только 0,1 л. с.

Однако с увеличением сопротивления помимо падения разрежения за воздухоочистителем уменьшается и количество просасываемого воздуха, что сказывается на рабочих показателях двигателя: снижаются коэффициенты наполнения и избытка воздуха и, кроме того, разрежение, создаваемое воздухоочистителем (особенно если оно неустойчиво), оказывает действие на регулировочные органы системы питания карбюраторных двигателей.

Все это указывает на то, что сопротивление воздухоочистителя значительно влияет на работу двигателя и что окончательную оценку воздухоочистителю по данному показателю следует производить непосредственно на двигателе, который не должен снижать мощность и экономичность более чем на 2%.

Третье требование, предъявляемое к тракторному воздухоочистителю, заключается в том, что он должен обладать опре-

деленной пылеемкостью. Практически пылеемкость можно определять по времени непрерывной работы воздухоочистителя без ухода за ним. В некоторых случаях, как, например, при работе сухого фильтра с эжекционным устройством, пылеемкость будет неограниченно велика. Очистители, не имеющие устройств для автоматического удаления пыли, требуют за

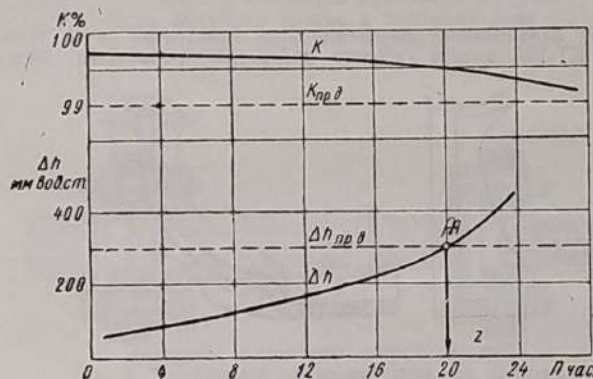


Рис. 1. Диаграмма оценки воздухоочистителя по пылеемкости: K — общий коэффициент очистки; Δh — сопротивление воздухоочистителя, выражаемое потерей статического давления за ним; $K_{пр.д}$ — предельно допустимые значения; z — появление уноса масла.

собой ухода, так как в процессе работы меняются показатели очистительных свойств и сопротивления прохождению воздуха, а иногда наблюдается унос масла из масляной ванны очистителя.

На рис. 1 представлена диаграмма оценки воздухоочистителя по пылеемкости. Точка А определяет время нарастания сопротивления воздухоочистителя до допустимого значения. Появление уноса масла отмечается точкой z.

Унос масла недопустим по следующим причинам: во-первых, при попадании масла в двигатель возможно повышение числа оборотов до аварийных, так как дополнительное поступление масла в цилиндры не контролируется регулятором числа оборотов. Во-вторых, по мере уноса масла из воздухоочистителя работа последнего ухудшается, что должно привести к преждевременному износу трущихся деталей двигателя. Если унос масла носит временный характер, т. е. прекращается при уменьшении количества масла в воздухоочистителе до определенной величины, то это значит, что заправочное количество масла для данного очистителя установлено неправильно. Если унос имеет постоянный характер, т. е. продолжается независимо от количества заправленного в воздухоочиститель масла, то такой воздухоочиститель вообще непригоден для работы на тракторе.

Воздухоочиститель должен быть также надежен в работе, что в большой степени зависит от совершенства и прочности конструкции и от качества его изготовления. Кроме того, он должен иметь простое устройство, не нуждающееся в частом и сложном эксплуатационном уходе.

При конструировании воздухоочистителя следует стремиться к снижению стоимости, уменьшению габаритных размеров и веса.

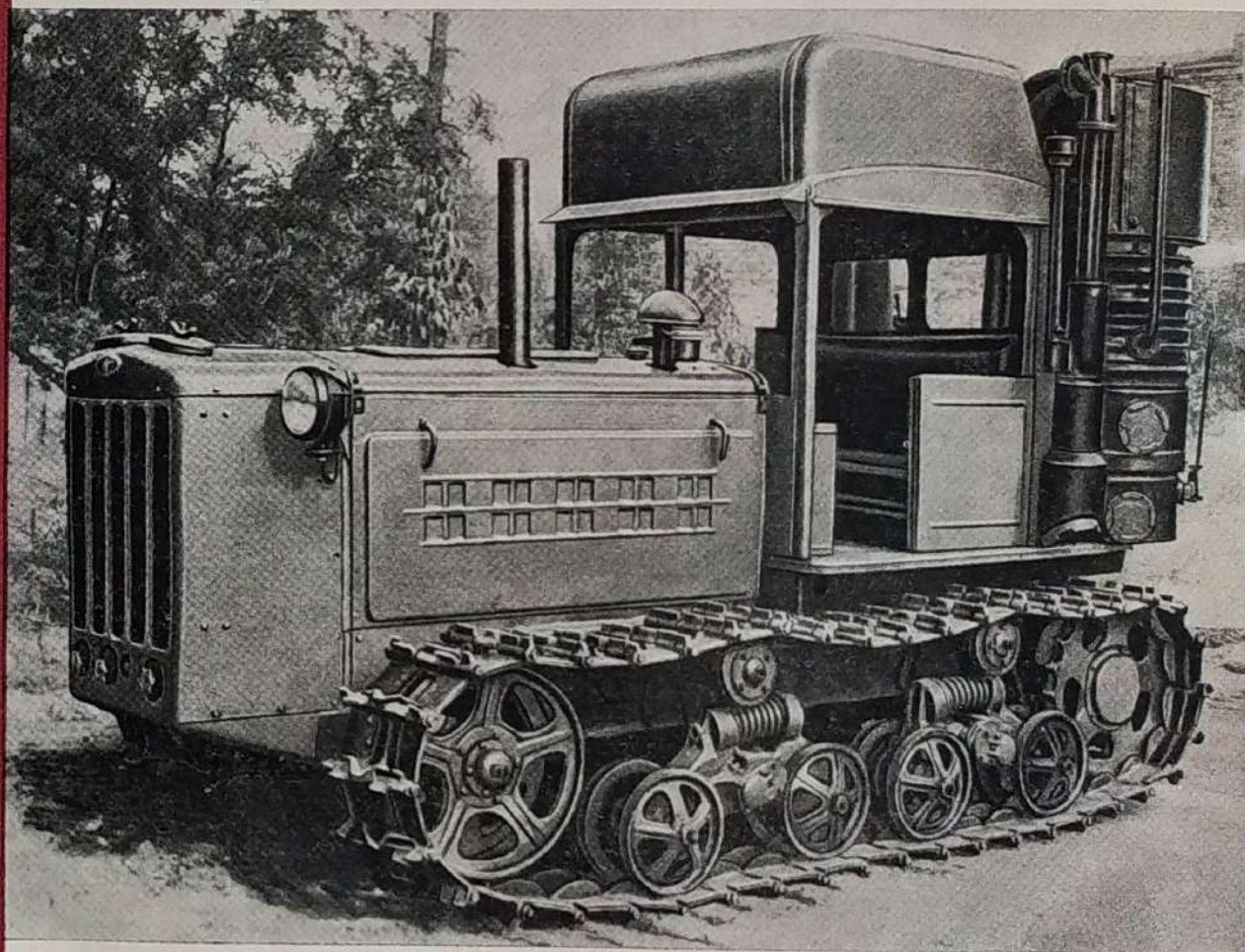
¹ «Автомобильный инженер», январь, 1948 г., стр. 15.

XX 512
3

1
Государственная
библиотека
СССР
имени
В. И. Ленина

Автомобильная и тракторная ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

7-12 60р.



1951

МАШГИЗ

7

1
ОБЩЕДЕРЖАВНАЯ
ОБЩЕСТВЕННАЯ
БИБЛИОТЕКА
СССР
ИМ. В. И. ЛЕНИНА

Автомобильная и тракторная ПРОМЫШЛЕННОСТЬ



1952

МАШГИЗ

4

1
Государственная
ордена Ленина
Библиотека
СССР
имени
В. И. Ленина

Автомобильная и тракторная ПРОМЫШЛЕННОСТЬ



1952

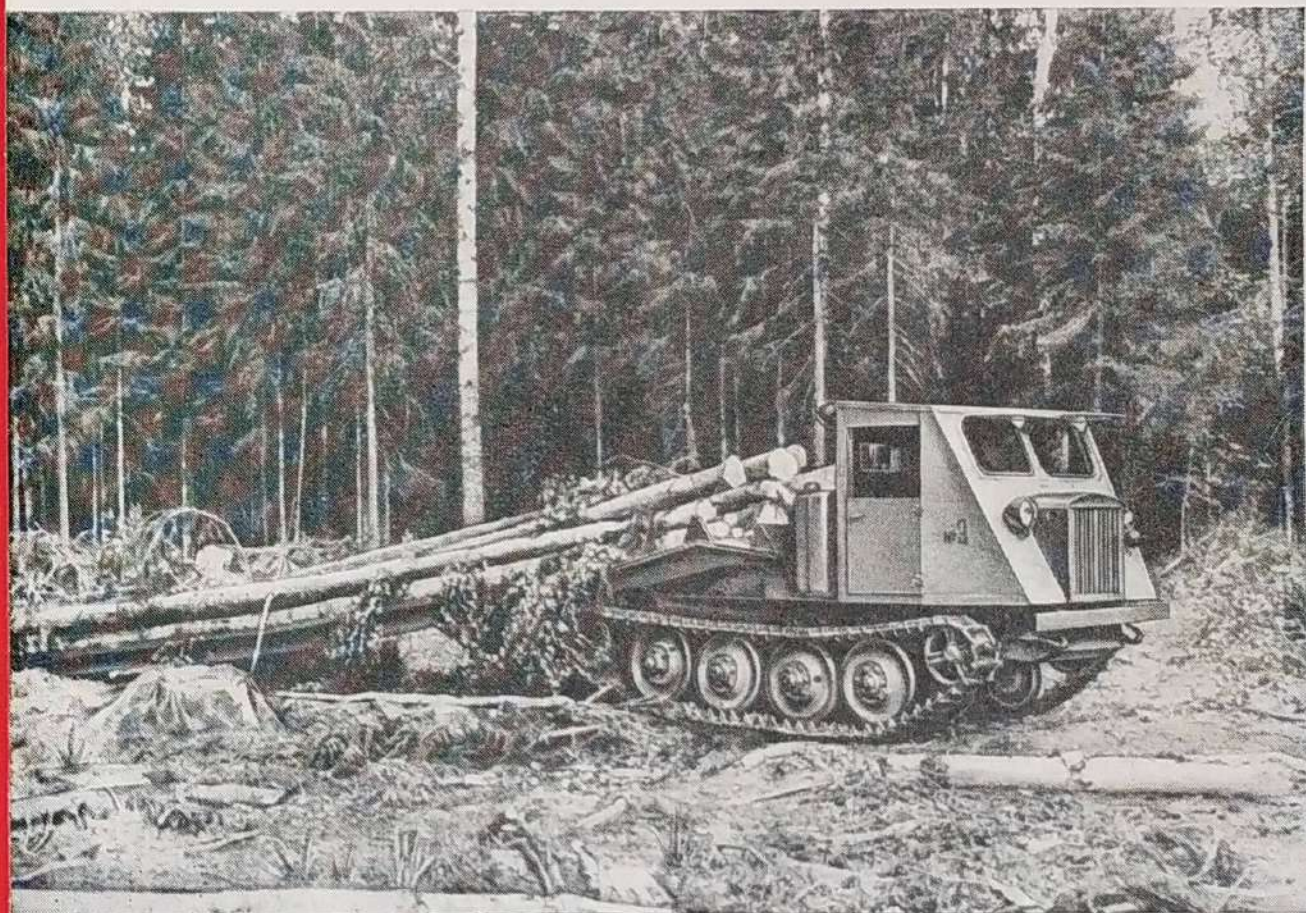
МАШГИЗ

6

Автомобильная и тракторная

ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1
Государствен
•рдена Ленина
БИБЛИОТЕКА
СССР
имени
В. И. ЛЕНИНА



1956

МАШГИЗ

6