

6
БЕСПЛАТНО

13770-

СССР—МПС
ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Др $\frac{27}{443}$

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

Кандидат технических наук, доцент ПОЙДА А. А.

**ПРОБЛЕМА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
ТВЁРДОГО ТОПЛИВА НА ТЕПЛОВОЗАХ**

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации, представленной на соискание
учёной степени доктора технических наук

*Научный консультант
профессор К. А. ШИШКИН*

МОСКВА 1955 г.

СССР — МПС
ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

Кандидат технических наук, доцент ПОЙДА А. А.

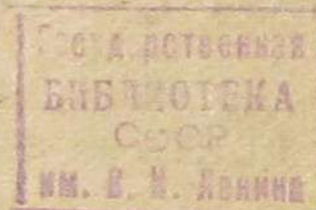
**ПРОБЛЕМА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
ТВЁРДОГО ТОПЛИВА НА ТЕПЛОВОЗАХ**

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации, представленной на соискание
учёной степени доктора технических наук

*Научный консультант
профессор К. А. ШИШКИН*

МОСКВА 1955 г.



55 - 26053

1. Народнохозяйственное значение проблемы

В решениях XIX Съезда партии и всесоюзного совещания актива железнодорожников в мае 1954 г. вопрос об изыскании резервов поставлен как первостепенная государственная задача.

На железнодорожном транспорте, несомненно, имеются большие резервы и возможности экономии топлива, так как общеизвестно, что железнодорожный транспорт, потребляя более 25% твёрдого топлива, добываемого страной, использует его в топках паровозов с весьма низким коэффициентом полезного действия — 5—6%. Следует отметить, что ни одна отрасль народного хозяйства не использует топливо с таким низким к. п. д., как железнодорожный транспорт. Советское государство, располагая колоссальными техническими и экономическими возможностями, не может мириться с таким использованием его энергетических ресурсов. Таким образом вопрос более экономного использования топлива на железнодорожном транспорте представляет собой задачу большой государственной важности и остроты. Проводимые в течение последних десятилетий мероприятия по повышению экономичности паровозов: водоподогрев, воздухоподогрев, сжигание изгари, конденсация пара и другие, как показал в своей работе проф. Белокопф Н. И. («Техника железных дорог» № 3 1954 г.), увеличивают к. п. д. паровозов лишь на один, два процента, но не решают задачу по существу. Такое повышение эффективности локомотивов нельзя считать удовлетворительным.

Для радикального решения этого вопроса необходимо создание локомотивов с более совершенной термодинамической схемой их работы.

На современном этапе развития техники реальными путями коренного улучшения использования топлива является более широкое применение тепловозной и электрической тяги. Однако электровозная тяга с должной эффективностью может применяться только на грузонапряжённых магистралях, обеспеченных электроэнергией.

Тепловозы на жидком топливе имеют весьма высокие экономические и тягово-теплотехнические показатели. Но, несмотря на указанные преимущества тепловозов на жидком топливе широкое внедрение их сдерживалось большой ценностью и ограниченными запасами жидкого топлива, которое в топливном балансе страны занимает всего лишь около 10—11%. Поэтому в настоящее время тепловозы на жидком топливе применяются, как правило, в районах отсутствия или плохого качества воды.

Плохая тепловая экономичность паровозов и анализ водного режима сети показывает, что более половины дорог испытывают крайне большие затруднения в снабжении их качественной водой, что также требует перевода их на тепловозы.

Задача замены малоэкономичных локомотивов высокоэкономичными: электровозами и тепловозами может быть решена более успешно при наличии тепловозов на твёрдом топливе.

Реферируемый труд посвящён изысканию пути и возможности создания более экономичного локомотива на твёрдом топливе.

Как результат длительной научно-исследовательской работы над этой проблемой и были созданы газогенераторные тепловозы смешанного топлива, которые в 3 раза экономичнее паровозов.

Газогенераторные тепловозы могут значительно расширить сферу применения тепловозной тяги и в первую очередь в районах с плохой водой или в безводных районах. В таких районах проходят дороги Донбасса, Казахстана, Сибири, Запада и т. д. — более 36% сети дорог СССР. Тепловозы смешанного топлива с двойным зажиганием вполне могут применяться также и на маневрах.

2. Возможные пути использования твёрдого топлива на тепловозах

При решении вопроса более экономичного использования твёрдого топлива на локомотивах можно следовать несколькими путями:

а) путём полной газификации твёрдого топлива на центральных стационарных газостанциях и использования этого газа в газобаллонных тепловозах;

б) путём полной переработки твёрдого топлива в жидкое (синтетическое) и использования этого жидкого топлива на тепловозах;

в) газификации твёрдого топлива в подвижных тепловозных газогенераторных установках с использованием газа в тепловозных двигателях.

а) Газификация твёрдого топлива на центральных газостанциях и использование газа в газобаллонных тепловозах. Как показывают исследования, эффективность применения сжатых газов на тепловозах зависит от многих факторов: рода газа, конечного давления газа, организации хранения и перевозки газов, газобаллонного хозяйства и других факторов. Чем выше теплотворность газов, тем выгодней их применение в сжатом виде.

При работе тепловоза на сжатом газе, помимо тепла (кал/э. л. с. ч.), расходуемого на двигатель тепловоза, расходуется тепло q_e ещё и на сжатие газа.

К. п. д. установки, с учётом работы сжатия, будет равен:

$$\eta_y = \frac{632}{q_e (1 + N_y)} \quad (1)$$

где q_e — удельный расход тепла на 1 э. л. с. ч.,
 N_y — мощность, затрачиваемая на сжатие объёма газа V_e (н. м³/э. л. с. ч.)

$$V_e = \frac{q_e}{Q_e} \quad (2)$$

где Q_e — теплотворность газа ккал/н. м³, откуда следует, что чем меньше Q_e , тем больший объём газа V_e расходуется на одну лошадиную силу, тем больше мощность N_y и тем меньше к. п. д. установки η_y . Анализ этого вопроса показывает, что для генераторного газа $Q_e = 1100$ ккал/н. м³ затраты тепла на сжатие достигают 40%, для метана $Q_e = 8000$ ккал/н. м³ до 6%. Увеличение конечного давления сжатия газа в два раза снижает к. п. д. установки до 16%.

Баллоны для газа являются наиболее важным и дорогим оборудованием газонаполнительной станции и тепловозов. Оценочной характеристикой баллонов является K — отношение веса баллона G к объёму нормального газа $V_{нз}$, вмещаемого в баллон при расчётном давлении газа для данного баллона. Таким образом:

$$K = \frac{G}{V_{нз}}$$

Величина K может быть выражена через размеры баллона и качественные характеристики металла.

$$K = \frac{2\gamma \cdot 1000 \left[l \left(\frac{P}{2\sigma} + 1 \right) + \frac{d}{2} \right]}{\left(l - \frac{P \cdot d}{\sigma} \right)} \text{ кг/н. м}^3,$$

где γ — удельный вес металла,

l — длина баллона,

d — диаметр баллона (внутренний),

P — расчётное давление газа,

σ — напряжение металла стенок.

Указанное выражение позволяет установить зависимость между весом баллона, давлением газа, объёмом газа $V_{нз}$ и качеством металла.

Исследование этой формулы показывает, что с увеличением давления газов увеличивается вес баллонов и вмещаемый объём газа $V_{нз}$. С увеличением давления (P) величина K остаётся почти неизменной. С увеличением (σ) характеристика баллонов улучшается, т. е. K уменьшается.

Для определения весовой и габаритной характеристики тендера важно знать отношение веса сжатого газа, вмещаемого в баллон, к весу баллона g . Это отношение μ равно:

$$\mu = \frac{5\sigma \cdot \left(l - \frac{P \cdot d}{\sigma} \right)}{R \cdot T \cdot \gamma \left[l \left(\frac{P}{2\sigma} + 1 \right) + \frac{d}{2} \right]}$$

где R — газовая постоянная,

T — температура газа.

Последняя формула даёт возможность установить соотношение между весом газа и весом баллона. В зависимости от рода газа при давлении 250 ат его вес составляет от 6,5 до 18% от веса баллона.

Анализ вопроса о наиболее рациональном использовании габарита тендера под баллоны показывает, что при баллонах круглой формы поперечное сечение тендера может быть использовано только в отношении:

$$\frac{\pi}{4} = \frac{3,14}{4} = 0,79.$$

Зная объём и подъёмный вес экипажа (тендера), на основе ранее выведенных зависимостей устанавливается наиболее выгодное давление газа:

$$P_2^2 \cdot (10^3 \cdot \gamma \cdot V_0 - G_0) + P_2 \cdot \sigma \left(2 \cdot 10^3 \cdot \gamma \cdot V_0 + \frac{10^3 \cdot d \cdot \gamma \cdot V_0}{l} - 2 G_0 \right) - \sigma^2 \cdot G_0 = 0,$$

где P_2 — давление газа в баллонах, G_0 ; V_0 — вес и полезный объём баллонов, укладываемых на экипаже. Для заданной конструкции экипажа все величины, входящие в это уравнение, кроме P_2 , известны. Тогда можно написать:

$$a \cdot P_2^2 + b \cdot P_2 - c = 0.$$

Так, для рассматриваемого тендера:

$$G_0 = 54000 \text{ кг}, \quad \gamma_n = 7,8; \quad \sigma = 2500 \text{ кг/см}^2; \\ d = 50 \text{ см}; \quad l = 900 \text{ см}; \quad V_0 = 43 \text{ м}^3.$$

Наиболее выгодное давление газа $P_2 = 100 \text{ ат}$.

На основе предложенного метода было установлено, что при организации газонаполнительных станций для газобаллонных тепловозов нет необходимости устанавливать аппаратуру и баллоны на давление 250—350 ат, как это делается для автомобилей. Для железнодорожных условий (тендеров) целесообразно ограничиться давлениями 150 ат. Это улучшит экономические показатели газобаллонных тепловозов, так как уменьшение давления газа снижает расходы на сжатие газов, оборудование станций, уменьшает стоимость баллонов и повышает к. п. д. тепловозов.

Исследование экономических показателей газобаллонных тепловозов показывает, что их к. п. д., отнесённый к исходному топливу (углю), будет не более 13—13,5%. Стоимость газобаллонного тендера примерно равна 70—80% от стоимости самого тепловоза. Стоимость газостанции и компрессорной станции для суммарной мощности тепловозов в 200 000 э. л. с. будет около 50 миллионов рублей. Тепловозы такого типа, будучи привязанными к газонаполнительным станциям, теряют свою автономность.

Зарядка газобаллонного тендера в зависимости от выбранного сечения труб происходит в 3—5 минут.

б) Синтетическое жидкое топливо, получаемое из угля, пока добывается в очень ограниченном количестве. Стоимость его в несколько раз выше стоимости натурального топлива. К. п. д. полного цикла переработки твёрдого топлива и жидкое находится в пределах 20—30%. Таким

образом, к. п. д. тепловоза на синтетическом топливе, отнесённый к исходному топливу, будет на уровне к. п. д. паровоза.

Следует отметить, что не все угли рационально подвергать переработке в жидкое топливо. Критерием пригодности углей для гидрогенизации служит, главным образом, отношение $100 \frac{H}{C}$, где H и C — водород и углерод топлива.

Угли, имеющие $100 \frac{H}{C} < 6$, невыгодно подвергать гидрогенизации.

В то же время такие угли хорошо газифицируются. Угли, пригодные для гидрогенизации, должны иметь в горючей массе летучих не менее 35%, золы не более 5—6%, влаги не более 13%.

Таким образом, ориентировать железнодорожный транспорт на получение синтетического жидкого топлива для тепловозов в текущем десятилетии было бы неправильным.

в) Тепловозы на газовом топливе с индивидуальными газогенераторными установками на смешанном топливе имеют к. п. д. 18—20%. Стоимость газогенераторных тендеров составляет всего около 30% от стоимости тепловоза. Весьма важно, что газогенераторные тепловозы на смешанном топливе сохраняют автономность и эксплуатационные качества тепловозов, работающих на жидком топливе.

Газогенераторные тепловозы на смешанном топливе уже построены и показали свою жизнеспособность.

Таким образом, на данном отрезке времени из всех возможных путей повышения эффективности использования твёрдого топлива на железнодорожном транспорте — применение тепловозов работающих на смешанном топливе с индивидуальными газогенераторными установками является реальными и эффективными.

Газобаллонные тепловозы рационально применять на маневровой работе в местах наличия высококалорийных горючих газов. При наличии синтетического жидкого топлива, оно без затруднений может быть использовано на тепловозах.

3. Исследование и выбор наиболее рациональных тепловых схем газогенераторных тепловозов

Наряду с выбором наиболее эффективного метода использования твёрдого топлива на железнодорожном транспорте не менее важным является выбор наиболее рациональной схемы силовой установки газогенераторного тепловоза. Теоретическому анализу были подвергнуты все известные нам схемы. Критерием для оценки анализируемых схем взяты следующие показатели: эксплуатационная надёжность и маневренность тепловоза в работе; мощность тепловоза, отнесённая к рабочему объёму цилиндра; к. п. д.; вес силовой установки тепловоза; объём и стоимость работы по переделке тепловоза на газ.

Первые два оценочные показателя тепловых схем тепловоза являются решающими.

Теоретический анализ имевшихся на то время (в 1949 году) тепловых схем газогенераторных тепловозов показал, что ни одна из них не могла быть использована для перевода современных тепловозов на газ, так как в основе этих схем лежали двигатели низкого сжатия, работающие на всасывание.

Потребовалось разработать принципиально новую схему для тепловозов, имеющих всережимные двигатели с газотурбинным наддувом.

В новой схеме предусматривался также перевод двигателей этих тепловозов на смешанное топливо. В диссертации новая схема названа схемой 4.

В процессе работы над газогенераторными тепловозами эта схема получила дальнейшее развитие в виде вариантов схем 6, 7, 8 и 9.

Анализируемые схемы (новые и старые) разбиты на три группы: к первой группе относятся тепловозы, работающие на одном газе; ко второй — тепловозы с верхним повышенным и нижним наддувом, и к третьей — тепловозы смешанного топлива с нормальным нижним наддувом.

Результаты анализа

а) Тепловозы первой группы (чисто газовые — схемы 1, 2, 3) при переводе на газ теряют литровую мощность на 30—25% и снижают к. п. д. двигателя с 35% до 28—30%, теряют маневренность и готовность к работе. Кроме того, ухудшаются тяговые качества тепловоза вследствие инерции газогенератора; требуются капитальные затраты на переделки двигателя. Преимущества тепловозов, выполненных по этим схемам, состоят в том, что они не потребуют жидкого топлива.

б) Тепловозы, отнесённые ко второй группе (схемы 3 и 5), работают на смешанном топливе. Для осуществления верхнего наддува воздуха или газа они должны иметь компрессоры высокого давления, что усложняет конструкцию и их эксплуатацию. Отмеченные усложнения, как показывают исследования, дают лишь незначительную экономию жидкого топлива — 5—6% по сравнению с обычными тепловозами на смешанном топливе.

в) Тепловозы третьей группы — смешанного топлива в различных вариантах — (схемы 4, 6, 7, 8 и 9) почти не теряют мощности, при переводе их на газ двигателя сохраняют к. п. д.; они не требуют капитальных переделок, сохраняют высокую маневренность и готовность к работе.

Приведённый в диссертации исторический обзор работ по созданию газогенераторных тепловозов и анализ тепловых схем показывает, что многие видные учёные и инженеры давно и упорно искали путей создания газогенераторных тепловозов, однако таких тепловозов создано не было, а опытные образцы оказались неработоспособными (теплопаровоз).

Неудачи, постигшие работы этого направления в технике, объясняются тем, что в них применялись «чисто газовые» двигатели низкого сжатия и весьма малые форсировки газогенераторов, недоучитывались трудности, связанные с инерцией газогенераторов при переменном режиме работы тепловоза. Это чрезвычайно затрудняло решение вопросов пуска двигателя, разгона поезда и маневренности тепловоза. Неизбежно при этом как сам тепловоз, так и газогенераторный тендер получались весьма тяжёлыми, громоздкими. Поэтому все вышеуказанные предложения не получили реализации.

Предложенная и разработанная схема тепловоза смешанного топлива на базе существующих тепловозов не имеет вышеуказанных недостатков и на данное время является наиболее приемлемой и целесообразной, что и подтверждено эксплуатацией этих тепловозов. Дальнейшее усовершенствование этой схемы, в том числе применение двойного зажигания, двух топливных насосов и двух нагнетателей могут ещё больше улучшить работу газогенераторных тепловозов.

4. Основные принципы, заложенные в конструкцию тепловоза смешанного топлива

Задача перевода всережимного двигателя с наддувом на смешанное топливо решалась впервые, поэтому возник ряд новых вопросов, без решения которых не мог бы быть создан газогенераторный тепловоз.

К числу таких вопросов относятся:

а) система подготовки и зарядки цилиндров рабочей смесью. В отличие от ранее существовавших систем, где рабочая смесь приготавливалась в специальных смесителях, вне цилиндра двигателя, в данном случае была предложена, разработана и применена система «внутреннего смешения». При этой системе газ и воздух до рабочего цилиндра подводятся отдельно. Для отдельного впуска газа и воздуха в цилиндр использовано наличие в двигателе двух впускных клапанов. Через один клапан впускается воздух, а через другой — газ. Смешение их производится в самом цилиндре, в период хода всасывания и сжатия.

Разработанная и впервые применённая система внутреннего смесеобразования имеет ряд преимуществ. При этой системе значительно упрощается конструкция трубопроводов, что в условиях габаритов силового помещения тепловозов имеет очень большое значение. Внутреннее смешение обеспечивает также качественное сгорание газа в цилиндре. При внутреннем смешении повышается надёжность работы машины, так как в этом случае в системе отсутствуют большие массы горючей газовой смеси. При наружном смешении и при неплотности клапанов газозовоздушная смесь взрывается и нарушается нормальный процесс работы двигателя.

б) В двигателях с наддувом при продувке цилиндров газозовоздушная смесь, вследствие большого перекрытия впускных и выпускных клапанов (135°—150°) могла бы попадать в выхлопной коллектор и там загораться и воспламенять заряд цилиндра, вследствие чего работа двигателя была бы невозможной. Теоретически и экспериментально доказано, что для избежания этого в цилиндр машины должен подаваться воздух большего давления (P_a), чем давление газа (P_g);

$$P_a > P_g; \quad P_a - P_g = \Delta P = 20 \div 60 \text{ мм р. ст.}$$

Для получения указанной разности давления ΔP использовано гидравлическое сопротивление газогенераторной установки, а его корректировка осуществляется воздушной заслонкой. При наличии определённой разности давления ΔP продувка цилиндров производится в основном одним воздухом.

Таким образом, сопротивление газогенераторной установки в данной схеме полезно использовано для продувки и зарядки цилиндров.

в) Разработанная и примененная система регулирования всережимного тепловозного двигателя с наддувом на смешанном топливе имеет ту особенность, что она во всех случаях обеспечивает получение заданной мощности, а следовательно, и соответствующих тяговых характеристик тепловоза. Система регулирования автоматически устанавливает реализацию заданной мощности тепловоза за счет газа, при минимальных расходах запального жидкого топлива. При ухудшении качества газа, или его недостатка, для получения потребной мощности система автоматически прибавляет жидкое топливо, сохраняя при этом максимум подачи газа в двигатель. При работе двигателя на малых мощностях, или холостом ходу, система устанавливает минимальный (запальный) расход жидкого топлива, а регулирование подаваемого в машину тепла осуществляется за счет газа. Органы регулирования двигателя на смешанном топливе получают незначительные конструктивные изменения.

5. Термодинамические основы работы двигателей на смешанном топливе

а) Принцип действия двигателей на смешанном топливе. Работа двигателей внутреннего сгорания на смешанном топливе основана на использовании разности температур самовоспламенения жидкого топлива в газозвушной смеси и в чистом воздухе, а также температуры самовоспламенения одной газозвушной смеси.

Исследованиями установлено, что температура самовоспламенения жидкого топлива в воздухе ниже, чем в газозвушной среде, а газозвушной смеси еще выше, чем жидкого топлива в газозвушной среде.

Отсюда следует, что для правильного протекания рабочего процесса в двигателе должно существовать неравенство:

$$T_{жс} < T_{жсг} < T_c < T_{сг},$$

где $T_{жс}$ — температура самовоспламенения жидкого топлива в сжатой воздушной среде;

$T_{жсг}$ — температура самовоспламенения жидкого топлива в газозвушной среде;

T_c — температура в цилиндре в конце сжатия;

$T_{сг}$ — температура самовоспламенения газозвушной смеси.

При несоблюдении вышеуказанного неравенства, рабочий процесс в двигателе станет неустойчивым или даже невозможным. Если $T_c < T_{жсг}$, то жидкое топливо воспламенится не будет, а также не будет и горения газа в цилиндре. При $T_c > T_{сг}$ возникает преждевременное горение газозвушной смеси и процесс в машине становится неуправляемым.

Нашими опытами установлено, что разность температур:

$$\Delta T_1 = T_{жсг} - T_{жс} = 40 \div 90^\circ\text{C}.$$

Температура самовоспламенения жидкого топлива не является величиной постоянной и зависит от рода топлива, коэффициента избытка воздуха, плотности среды и формы камеры сгорания.

Температура конца сжатия T_c зависит от степени сжатия E , начальной температуры газа T_2 и воздуха $T_в$ и теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра.

Следует отметить, что если в двигателях жидкого топлива вышеуказанные параметры подбираются из соображений получения наилучших экономических показателей, то в двигателях смешанного топлива эти параметры должны быть выбраны такими, чтобы наряду с высокой экономичностью обеспечивалось нормальное протекание рабочего процесса.

Зависимость между температурой конца сжатия, степенью сжатия и другими параметрами получается следующая:

$$T_c = \frac{P_a \cdot \varepsilon^\kappa}{\eta_{vc} \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \left(\frac{P_в \cdot r_в}{T_в} + \frac{P_2 \cdot r_2}{T_2} \right) + \frac{P_r}{T_r}},$$

где P_a — давление смеси в начале сжатия;

$P_в$; P_2 — давления воздуха и газа в впускных коллекторах;

P_r ; T_r — давление и температура остаточных газов;

η_{vc} — коэффициент наполнения цилиндра смесью;

$r_в$; r_2 — объёмные доли воздуха и газа в смеси.

Таким образом, эта формула позволяет установить в зависимости от исходных параметров газа и воздуха такую степень сжатия, которая обеспечивала бы нормальное протекание рабочего процесса двигателя на газе.

б) Взаимосвязь между расходом жидкого и газообразного топлива. Для двигателей смешанного топлива весьма важно установить зависимость между расходом жидкого и газообразного топлива. В этой зависимости должно учитываться изменение режима работы двигателя и изменение качества газа. Такая зависимость может быть выражена уравнением:

$$N_e \cdot q_e = V_2 \cdot Q_2 + G_{жс} \cdot Q_{жс},$$

где N_e — эффективная мощность двигателя;

q_e — удельный расход тепла на 1 з. л. с./час;

V_2 — расход газа в н. м³/час;

Q_2 — теплотворность газа ккал/н. м³;

$G_{жс}$ — расход жидкого топлива кг/час;

$Q_{жс}$ — теплотворность жидкого топлива ккал/кг.

Если обозначить:

$$a = \frac{G_{жс} \cdot Q_{жс}}{N_e \cdot q_e},$$

тогда часовой расход газа будет:

$$V_2 = \frac{N_e \cdot q_e (1 - a)}{Q_2} \text{ н. м}^3/\text{час},$$

удельный расход газа

$$V_{ге} = \frac{q_e (1 - a)}{Q_2} \text{ н. м}^3/\text{з. л. с. час}$$

удельный расход жидкого топлива

$$g_{жс} = \frac{a \cdot q_e}{Q_{жс}} \text{ кг/э. л. с. час}$$

расход жидкого топлива на 1 м³ газа

$$g_x = \frac{a}{1-a} \cdot \frac{Q_2}{Q_{жс}} \text{ кг/н. м}^3.$$

в) Продувка и зарядка двигателя смешанного топлива с наддувом. До настоящего времени при назначении исходных параметров для теплового расчёта двигателя смешанного топлива задавались коэффициентом избытка воздуха для смеси $\alpha_{см}$, независимо от присадки жидкого топлива a . Так как изменение присадки жидкого топлива колеблется в очень больших пределах — от 10 до 50%, то при таком методе определения $\alpha_{см}$ ошибка может быть очень большой.

В диссертации даётся иной подход к решению этой задачи.

В двигателях смешанного топлива, в зависимости от режима работы машины и присадки жидкого топлива a , коэффициент избытка воздуха смеси $\alpha_{см}$ может меняться от его минимального значения α_2 , присущего чисто газовой машине, до максимального значения $\alpha_{жс}$, присущего машине жидкого топлива. Поэтому коэффициент избытка воздуха должен выбираться не произвольно, а в связи с величиной присадки жидкого топлива.

Аналитическую зависимость между $\alpha_{см}$ и присадкой жидкого топлива (a) можно легко получить при допущении, что в цилиндре машины происходит как бы раздельное горение газа при коэффициенте избытка воздуха α_2 и жидкого топлива при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{жс}$.

Так, для смешанного топлива, состоящего из 1 м³ горючего газа и g_x жидкого топлива, можно написать равенство:

$$\alpha_{см} = \frac{L_{O_2} \cdot \alpha_2 \cdot (1-a) + L_{O_{жс}} \cdot \alpha_{жс} \cdot \frac{Q_2}{Q_{жс}} \cdot a}{L_{O_2} (1-a) + L_{O_{жс}} \cdot \frac{Q_2}{Q_{жс}} \cdot a}$$

где L_{O_2} — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 м³ газа;

$L_{O_{жс}}$ — то же, для сжигания 1 кг жидкого топлива.

Последняя формула даёт возможность для любого режима работы двигателя, т. е. в пределах $a=0-1$, находить $\alpha_{см}$. Так, при работе на одном жидком топливе ($a=1$); $\alpha_{см} = \alpha_{жс}$; при работе на газе ($a=0$); $\alpha_{см} = \alpha_2$.

Анализ последней формулы и опытных данных позволяет сделать вывод, что в двигателях смешанного топлива реальный процесс протекает при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{см} = 1,4 \div 1,6$, т. е. ниже чем в двигателях, работающих на одном жидком топливе. При этом с уменьшением присадки a коэффициент $\alpha_{см}$ также уменьшается.

При расчётах, если задаться α_2 , $\alpha_{жс}$, $\alpha_{см}$ и составом топлива то можно найти величину присадки жидкого топлива (a) по такой формуле:

$$a = \frac{1}{1 + \frac{L_{O_{жс}} \cdot (\alpha_{жс} - \alpha_{см}) \cdot \frac{Q_2}{Q_{жс}}}{L_{O_2} \cdot (\alpha_{см} - \alpha_2)}}$$

г) Теплотворность смеси. Основываясь на вышепринятом методе образования рабочей смеси, можно легко определить теплотворность рабочей смеси $H_{см}$.

$$H_{см} = \frac{Q_{жс} \cdot Q_2}{Q_{жс} (1-a) \cdot (1 + L_{O_2} + \alpha_2) + a \cdot L_{O_{жс}} \cdot \alpha_{жс}}$$

Исследование этой формулы и экспериментальных данных показывает, что в двигателях смешанного топлива качество рабочей смеси (теплотворность) по сравнению с двигателями, работающими на жидком топливе, не ухудшается. При небольших присадках (a), когда процесс протекает при малых коэффициентах $\alpha_{см}$, теплотворность $H_{см}$ может быть даже несколько выше, чем в двигателях, работающих на жидком топливе.

д) Коэффициент наполнения цилиндра η_{vc} для двигателя смешанного топлива. Имеющиеся в классических тепловых расчётах формулы для определения коэффициента наполнения (η_v) не могут применяться для двигателей, использующих смешанное топливо, так как в этих формулах не учитываются параметры рабочего газа.

Используя метод вывода коэффициента наполнения Масленникова М. М. и метод раздельных коэффициентов избытка воздуха, выводится уравнение коэффициента наполнения для двигателя смешанного топлива.

Коэффициент наполнения для двигателя смешанного топлива η_{vc} определяется как сумма коэффициентов для воздуха η_{v_1} и газа η_{v_2} . При этом $\eta_{v_1} < r_1$ и $\eta_{v_2} < r_2$, где r_1 и r_2 объёмные доли воздуха и газа в смеси. Общий коэффициент наполнения для двигателя смешанного топлива представлен уравнением:

$$\eta_{vc} = \frac{\Delta}{\delta} \cdot \frac{P_a}{(\epsilon - 1)k} \cdot \left(\frac{r_1}{P_1} + \frac{r_2}{P_2} \right) \cdot \left[\epsilon - Y \cdot \frac{P_r}{P_a} + (k-1) (\epsilon - 1) \cdot \mu \right],$$

где Δ — степень дозарядки,

δ — коэффициент подогрева,

Y — коэффициент частичной продувки,

μ — коэффициент работы наполнения.

е) Температура начала сжатия T_a .

$$T_a = \frac{P_a \cdot \epsilon}{\eta_{vc} (\epsilon - 1) \cdot \left(\frac{P_1 \cdot r_1}{T_1} + \frac{P_2 \cdot r_2}{T_2} \right) + \frac{P_r}{T_r}}$$

Объёмные доли воздуха r_a и газа r_g определяются на основе ранее принятого метода раздельных коэффициентов избытка воздуха

$$r_a = \frac{L_{O_2} \cdot \alpha_2 + \left(\frac{a}{1-a}\right) \cdot \frac{Q_2}{Q_{жс}} \cdot L_{O_{жс}} \cdot \alpha_{жс}}{1 + L_{O_2} \cdot \alpha_2 + \left(\frac{a}{1-a}\right) \cdot \frac{Q_2}{Q_{жс}} \cdot L_{O_{жс}} \cdot \alpha_{жс}} = \frac{B}{1+B}$$

Для газа:

$$r_g = \frac{1}{1+B}$$

Выведенные формулы, в отличие от существовавших, дают возможность определять вышеуказанные параметры с учётом разного физического состояния газа воздуха, поступающих в цилиндр двигателя, и увязывать их с величиной присадки жидкого топлива.

ж) Определение количества запального жидкого топлива. В тепловозах смешанного топлива, как указывает практика, центральным вопросом является знание минимально-необходимой порции жидкого топлива, потребной для завала газовой смеси цилиндра, и второе — в состоянии ли топливная аппаратура двигателя устойчиво обеспечить подачу этой запальной порции топлива в цилиндр.

Минимальная величина запального жидкого топлива для газожидкостных двигателей может быть найдена, исходя из разности температур самовоспламенения жидкого топлива в воздухе $T_{жс}$ и в газовой смеси $T_{гс}$. Является очевидным, что для того, чтобы жидкое топливо воспламенилось в газовой смеси и вызвало её горение, необходимо нагреть заряд цилиндра от температуры конца сжатия T_c до $T_{гс}$; для нагрева заряда цилиндра от T_c до $T_{гс}$ потребуется топлива Q_3 .

$$Q_3 = \frac{1}{Q_{жс}} \cdot V_n \cdot \eta_{vc} \cdot \gamma_c \cdot C_p (T_{гс} - T_c) \text{ гр/цикл},$$

где $V_n \cdot \eta_{vc} \cdot \gamma_c$ — вес заряда цилиндра,

C_p — теплоёмкость смеси,

$Q_{жс}$ — ккал/кг,

T — коэффициент, учитывающий нагрев части заряда до $T_{гс}$ за счёт жидкого топлива.

На основе опытных данных, этот коэффициент приближённо может быть выбран

$$m = 0,35 \div 0,55.$$

Потребное количество запального жидкого топлива на двигатель в час будет равно:

$$Q_{ог} = \frac{30 V_n \cdot \eta_{vc} \cdot \gamma_c \cdot C_p \cdot \Delta T_3 \cdot n \cdot i \cdot m}{Q_{жс}} \text{ кг/час},$$

где n — число оборотов двигателя,

i — число цилиндров,

$\Delta T_3 = (T_{гс} - T_c)$ по нашим опытным данным в зависимости от теплового состояния машины, качества газа и физического состояния газа ΔT_3 изменяется в пределах от $40 \div 110^\circ\text{C}$.

Подсчитанное по этой формуле тепло Q_3 для условий:

$$V_n = 0,0262 \text{ м}^3; \quad \eta_{vc} = 1,1; \quad \gamma_c = 1,15; \quad C_p = 0,3; \quad m = 0,5$$

при $\Delta T_3 = 45^\circ\text{C}$; $Q_3 = 0,02 \text{ гр/цикл}$; при $\Delta T_3 = 90$; $Q_3 = 0,04 \text{ гр/цикл}$.

Это составляет примерно от $1,5 \div 3\%$ от номинальной подачи топливными насосами. Экспериментами установлено, что насосы с новыми, исключительно хорошо подобранными плунжерными парами с диаметром плунжера $d = 20 \text{ мм}$ могут обеспечить минимальную устойчивую подачу $4,5\%$ от номинальной. При диаметре плунжерной пары $d = 16 \text{ мм}$ $2,5 - 3\%$. Плунжерные пары ($d = 20 \text{ мм}$) после 2000 — 2500 тысяч часов работы приобретают значительный разброс в подачах. Такие плунжерные пары обеспечивают подачу не ниже $8 - 14\%$ от номинальной.

Таким образом установлено, что существующие топливные насосы не могут обеспечить требуемых минимальных подач.

6. Исследование работы двигателя на смешанном топливе

Исследования проводились на стендах тепловозной лаборатории Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (ЦНИИ) и тепловозах: на опытном кольце и в нормальной эксплуатации.

Стенд тепловозной лаборатории ЦНИИ представляет собой газогенераторный тепловоз серии ТЭ1, только без ходовой части. Исследование топливной аппаратуры производилось на специальном стенде ЦНИИ, построенном к. т. н. Гуревичем А. И.

Таким образом, исследования работы двигателя на газе проводились на натуральных образцах теплосилового устройства тепловоза. Обработка опытных данных проводилась по общеизвестной методике, изложенной в книге проф. Иноземцева Н. В. и Кошкина В. К. «Процессы сгорания в двигателях». Для двигателя смешанного топлива методика в ряде случаев претерпевала изменения. Сравнительный анализ процессов горения жидкого и смешанного топлива показывает следующее:

а) Результаты исследования. 1) На смешанном топливе линия сжатия индикаторной диаграммы располагается ниже, чем на жидком. Это объясняется, во-первых, уменьшением веса заряда цилиндра, вследствие наличия гидравлических сопротивлений газогенераторной установки. Во-вторых — вследствие некоторого снижения температуры заряда за счёт испарения влаги, содержащейся в газе.

2) Температура начала горения жидкого топлива в газовой смеси выше (на $40 - 90^\circ\text{C}$), чем в воздушной среде.

3) Время задержки воспламенения горения смешанного топлива на $5 - 8\%$ больше, чем жидкого.

4) Скорости сгорания смешанного топлива больше, чем жидкого топлива в чисто воздушной среде. Вследствие этого, несмотря на более позднее воспламенение смешанного топлива, процесс его сгорания заканчивается при тех же углах кривошипа, как и на жидком топливе, а в некоторых случаях даже раньше.

5) Давления сгорания P_z на смешанном топливе на 8—10% выше, чем на жидком топливе. Такое повышение давления наблюдается на 7—8 позициях контроллера. На меньших позициях повышения давления не наблюдается.

6) При малых присадках жидкого топлива процесс сгорания больше приближается к процессу $V = \text{const}$, при больших присадках — к процессу $P = \text{const}$. В последнем случае интенсивно возрастает температура отработавших газов.

7) Температура отработавших газов на смешанном топливе, выше 30—40° чем на жидком топливе. При этом, такое повышение температуры наблюдается только на больших нагрузках. При больших присадках, т. е. ухудшенном качестве газа, температура отработавших газов увеличивается ещё на большую величину (50—70°).

При повышении наддува с 220 до 300 мм рт. ст. (по методу инж. Симпсон А. Э., без охладителя) даёт снижение температуры отработавших газов на 20—30°С.

б) Работа двигателя на газе на холостом ходу. Тепловозный двигатель с газотурбинным наддувом долгое время не мог работать без нагрузки и при малых нагрузках на смешанном топливе. Это обстоятельство приводило к повышенному расходу жидкого топлива в эксплуатации и ряду других затруднений.

При работе двигателя на смешанном топливе без нагрузки обычно возникали следующие нарушения процесса:

1) Происходило горение газа в газовом коллекторе, что приводило к его перегреву; при этом горение начиналось в одном или двух всасывающих патрубках и через некоторое время распространялось по всему коллектору.

2) Наблюдалось бросание числа оборотов двигателя.

3) Наблюдалась хлони в выхлопную трубу и выбрасывание чёрного дыма.

Рядом проведённых мероприятий достигнуто, что в лаборатории двигатель на газе, на холостом ходу и малых нагрузках начал работать довольно удовлетворительно.

Указанными исследованиями было установлено, что для работы двигателя на смешанном топливе на малых нагрузках и на холостом ходу необходимы следующие условия:

1) Наличие хорошей плотности газораспределителя и чёткое его действие.

2) Наличие топливных насосов с весьма малыми и равномерными подачами без пропусков жидкого топлива.

3) Обеспечение чёткой регулировки температуры паросмеси в газогенераторе, соответствующей данному режиму работы двигателя.

4) Наличие достаточного количества качественного газа и чёткое его регулирование.

Было установлено, что пропуски воздуха газораспределителем приводят к образованию горючей смеси, а источником воспламенения газозвоздушной смеси во всасывающем коллекторе являются догорающие газы (при наличии пропусков вспышек) выпускных коллекторов.

Устранение указанных выше недостатков в лаборатории дало возможность достигнуть нормальной работы двигателя на газе на холостом ходу. Однако в эксплуатации такой устойчивой работы ещё не достигнуто из-за расстройств системы регулирования и регулирования паросмеси.

в) Топливная система. Как уже отмечалось, топливная система тепловозного двигателя не отвечает требованиям нормальной работы всережимного двигателя смешанного топлива с наддувом. Основными недостатками её являются.

Неравномерная подача топлива данной секцией по циклам.

Пропуски подачи топлива по циклам.

Неравномерная подача топлива по отдельным секциям.

Неустойчивая подача топлива секциями и возникновение подвырысков.

Для устранения вышеуказанных недостатков можно или ставить на двигатель два топливных насоса, или изменить характеристику существующих плунжерных пар — последнее мероприятие мы считаем более рациональным.

На основе исследования топливной системы были предложены следующие мероприятия.

Заменить плунжерную пару диаметром 20 мм на 16 мм.

Изменить кулачок вала топливного насоса, увеличив скорости подачи.

Ввести зазор (0,1—0,2 мм) в нагнетательном клапане.

Установить одинаковой длины нагнетательные трубки.

Уменьшить входное отверстие во втулке плунжерной пары до 2—3-х мм и изменить профиль нижнего пояса плунжера.

Уменьшить объём надплунжерного пространства.

г) Испытания и эксплуатационная работа тепловозов смешанного топлива. На 1-е ноября 1954 года тепловозы выполнили работу — 140 000 · 10⁴ т. к. м. бр., пробежали более 1100 тыс. км и перевезли более 9000 составов.

При испытании газогенераторных тепловозов под реостатом и в эксплуатации получены их показатели.

Мощность двигателя на смешанном топливе из-за увеличенных температур приходится несколько снижать. Однако кратковременно можно снимать такую же мощность как и на жидком топливе.

В пределах рабочих режимов двигателя расход жидкого топлива под реостатом равен 12—18%. В поездах 25—45%. Тепловозы последнего выпуска имеют расход жидкого топлива 28—33%, а средний расход за 2 года эксплуатации 47% от расхода жидкого топлива серийными тепловозами. Расход условного топлива на измеритель (на 10⁴ т. км) 63—70 кг.

На равнинном профиле пути расход тепла жидкого топлива равен 19% от общего количества тепла, подведённого к тепловозу, а на перевалистом — 23%.

Расход жидкого топлива по элементам эксплуатационной работы составляет: в пути следования—70%; на разгон—13,2%; стоянки в депо и маневрах—13,6% и стоянках на промежуточных станциях 3%. К. п. д. тепловоза на обходе на опытном кольце составил 17,9—18%, в поездной работе в эксплуатации—15%.

Расход жидкого топлива зависит также от сопротивления газогенераторной установки: чем больше засорена система очистки газа, тем выше расход жидкого топлива.

Расход воды в 54 раза меньше, чем паровозом.

Для перспективного развития газогенераторных тепловозов возникает необходимость создания специального мощного двигателя смешанного топлива на базе двигателя Д-50 и бурогоугольного газогенератора для тепловозов мощностью 2500 л. с. вместо существующих 2000 л. с.

Следует считать своевременным поставить вопрос о создании маневрового газогенераторного тепловоза с применением двойного зажигания.

Совершенствование газогенераторных тепловозов должно продолжаться в направлении: повышения и улучшения наддува двигателя; изжития детонационного характера сгорания газа в период перегрева двигателя путём увлажнения газа; улучшения характеристик существующей топливной аппаратуры, улучшения очистки газа и системы регулирования двигателя.

7. Выводы

На основе проведённых исследований можно сделать следующие выводы:

1. Для более эффективного использования топлива на железнодорожном транспорте необходима замена паровозов локомотивами, использующими твёрдое топливо с более высоким термическим коэффициентом полезного действия.

2. Из всевозможных путей использования твёрдого топлива на железнодорожном транспорте, на данном отрезке времени наиболее эффективным является использование его в газогенераторных тепловозах с индивидуальными газогенераторными установками. Применение газобаллонных тепловозов будет целесообразным при наличии готовых (природных или технических) газов высокой калорийности—5000 и выше ккал/н. м³.

Для железнодорожных условий давление газов в баллонах может быть принято не более 150 ат.

Синтетическое жидкое топливо может быть использовано на тепловозах без каких-либо затруднений в том случае, если его можно будет получать в достаточном количестве, и если это экономически будет выгодно.

3. Из всех анализируемых тепловых схем работы тепловозов на газе—схема тепловоза с двигателем, потребляющим смешанное топливо, обеспечивает наибольшую экономичность и работоспособность. Эта схема имеет также перспективу дальнейшего улучшения.

4. Для подготовки газозоудной рабочей смеси и зарядки ею рабочих цилиндров двигателя рекомендуется разработанная и применённая система внутреннего смешения газа и воздуха, как система, обеспечивающая надёжность и безопасность работы двигателя на газе.

5. Для тепловозов, использующих смешанное топливо, рекомендуется разработанная и применённая на первых образцах тепловозов система автоматического регулирования жидкого топлива и газа, как система, обеспечивающая получение заданной мощности двигателя при минимальных присадках жидкого топлива.

6. Теоретические разработки позволили рекомендовать:

а) схему газогенераторного тепловоза на смешанном топливе с применением двигателя с газотурбинным наддувом;

б) формулы для определения качественных характеристик зарядки цилиндров двигателя рабочей смесью;

в) формулы для выбора степени сжатия в зависимости от величины присадки жидкого топлива и начальных параметров газа и воздуха;

г) формулы, увязывающие расход жидкого и газообразного топлива в зависимости от величины присадки жидкого топлива;

д) метод и рабочие формулы для определения коэффициента избытка воздуха смеси в зависимости от величины присадки жидкого топлива;

е) методику и рабочие формулы для теоретического определения величины минимального запального топлива.

7. Экспериментальные работы позволили установить:

а) характер протекания рабочего процесса двигателя, работающего на смешанном топливе, и сравнить его с параметрами рабочего процесса этого же двигателя при работе на жидком топливе.

б) Наличие разных температур самовоспламенения жидкого топлива в воздушной и газозоудной среде и дать количественную оценку этой разности.

в) Причины, мешавшие работе двигателя с наддувом на холостом ходу и при малых нагрузках, и разработать мероприятия по устранению этих причин.

г) Требования, предъявляемые к топливной аппаратуре для двигателей, работающих на смешанном топливе и дать предложения по её улучшению.

д) Эксплуатационные параметры тепловозов, работающих на смешанном топливе на линии, в зависимости от профиля пути, рода поезда и времени года.

е) Мероприятия для создания условий перспективного развития тепловозов, работающих на смешанном топливе и мероприятия по дальнейшему усовершенствованию этих тепловозов.

Л 124979. Сдано в набор 19/II-1955 г. Подписано к печати 12/III 1955 г.
Формат бумаги 60x92 ¹/₁₆ д. л. Объём 1¹/₄ п. л. Заказ 133. Тираж 100.

Типография ЦНИИ МПС, Графский пер., 11.