

Ш 87296

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени государственный
технический университет им. Н. Э. Баумана

На правах рукописи

УДК 621.436

ГАЙВОРОНСКИЙ АЛЕКСАНДР ИВАНОВИЧ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НАЗЕМНЫМИ ТРАНСПОРТНЫМИ СРЕДСТВАМИ
СИЛОВЫХ УСТАНОВОК С ДВС И ГАЗОВОЙ СВЯЗЬЮ

05.04.02 - тепловые двигатели

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

В. В. В.

Сергеев
2004.19931.

Работа выполнена на кафедре "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" Московского ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена Трудового Красного Знамени государственного технического университета им. Н. Э. Баумана.

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор

М. Р. Круглов

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,
профессор

М. Г. Маханько

кандидат технических наук

Г. М. Савельев

Ведущее предприятие:

Научно-исследовательский
институт двигателей (НИИД)

Защита состоится " 7 июня 1993 г. в 14 часов
на заседании специализированного Совета К 053.15.05 "Тепловые
машины и теоретические основы теплотехники" МГТУ им. Н. Э. Баумана по адресу: 107005, "
корпус факультета "Эн

С диссертацией м
им. Н. Э. Баумана.

Ваш отзыв на авто
печатью учреждения, п
2-я Бауманская ул., д.
Совета К 053.15.05.

Ученый секретарь
специализированного Со
кандидат технических н
доцент

М 87296

Т.п. МГТУ. Зак. 2

НТБ МГТУ им. Н. Э. Баум



1087296

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Высокие экономические показатели двигателей внутреннего сгорания (ДВС) на номинальных режимах работы в эксплуатации, как правило, не могут быть реализованы в связи с невозможностью полного совмещения области экономичной работы двигателя с областью эксплуатационных режимов силовой установки (СУ). Большую часть времени (для городских условий до 95% от рабочего) двигатель работает на неустановившихся режимах, на которых существенно ухудшаются его экономические и экологические показатели. Стабилизация режимов работы двигателя в составе СУ наземных транспортных средств позволила бы существенно снизить эксплуатационный расход топлива и уменьшить суммарный выброс токсических веществ в окружающую среду.

950781/1
Одним из возможных решений приближения условий работы ДВС к оптимальным может быть использование его в составе СУ с газовой связью, при которой двигатель служит источником получения не механической энергии, а газа высокого давления, направляемого в расширительную машину, соединенную с двигателем транспортного средства. Эти установки обладают высокими эксплуатационными качествами, такими как бесступенчатая передача, близкая к идеальной тяговая характеристика, автоматическая приспособляемость к профилю пути и др.. Кроме того, в них может быть реализована идея рекуперации энергии торможения с последующим ее использованием при разгоне.

К настоящему времени известно значительное число возможных вариантов исполнения СУ с газовой связью, что существенно затрудняет их общий термодинамический анализ, а имеющаяся научно-техническая литература не дает однозначного ответа на вопрос о степени эффективности термодинамических преобразований в них. Поэтому актуальной задачей являются теоретические и экспериментальные исследования в области таких установок.

Целью работы является разработка на базе программно-математического обеспечения общего методологического подхода, позволяющего с учетом основных потерь оценить термодинамическую и эксплуатационную эффективность использования ДВС в составе транспортной силовой установки с газовой связью.

Методы исследования. Поставленная в работе цель достигается сочетанием теоретических и экспериментальных методов исследования. При проведении теоретических исследований использовались различные методы анализа термодинамических циклов.

также специально разработанные расчетные программы, написанные на алгоритмическом языке Turbo C применительно к персональным ЭВМ типа IBM AT. Достоверность результатов, полученных при теоретических исследованиях, проверялась при исследованиях возможностей испарительного охлаждения, созданной на базе двигателя 2Ч 8.5/11.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- выявлены наиболее перспективные конструкционные схемы исполнения СУ с газовой связью, а также особенности работы ДВС в их составе;
- определено влияние основных термодинамических параметров работы газовой части на КПД всей установки;
- разработана методика оценки возможной термодинамической эффективности СУ с ДВС и газовой связью;
- разработана методика эксергетического анализа таких установок и сравнения их с другими типами установок;
- получены расчетные зависимости, позволяющие с учетом теплового баланса ДВС оценить максимально возможные теоретические значения КПД комбинированных силовых установок, в том числе и с газовой связью;
- разработана конструкция газораспределительного механизма, позволяющего расширительной машине эффективно работать при высоких частотах вращения;
- разработано программно-математическое обеспечение позволяющее моделировать работу СУ с ДВС и газовой связью с учетом основных потерь и возможных ездовых циклов движения транспортных средств;
- экспериментальным путем получено подтверждение справедливости расчетных методов.

Практическая ценность. Предложены защищенные авторскими свидетельствами силовые установки с двигателем Стирлинга и газовой связью, а также конструкции газораспределительных механизмов для эффективной работы расширительных машин при высоких частотах вращения. Разработанное программно-математическое обеспечение позволяет получать достоверные характеристики СУ с ДВС и газовой связью уже на этапе технического проекта.

Результаты исследований внедрены в лаборатории ИСАПР Института Проблем Машиноведения РАН, а также в отделе комбинированных двигателей внутреннего сгорания НИИ Энергетического Машиностроения.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы доложены и обсуждены на отраслевой конференции молодых ученых и специалистов предприятия п.я. А-1877 в 1982 г., заседаниях кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" (1991, 1993 гг.), на всесоюзной школе-семинаре "Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок" (Москва, 1991 г.), на 49-й всесоюзной научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ (Москва, 1991 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 10 печатных работ, в том числе 5 авторских свидетельств СССР.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, заключения с выводами, списка использованной литературы, приложений. Работа изложена на страницах 127 машинописного текста, содержит 67 рисунков, 10 таблиц, трех приложений. Список использованной литературы включает 123 наименования.

Автор выражает глубокую признательность за научное руководство доктору технических наук профессору Круглову М.Г., а также сотрудникам научно-производственной фирмы "Энергодар" за помощь и участие в проведении экспериментальных работ.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приводится краткое обоснование актуальности проведенного исследования.

В первой главе рассмотрены основные пути повышения эксплуатационной экономичности транспортных СУ с ДВС, проведен анализ различных возможных вариантов их исполнения, а также сформулированы задачи теоретических и экспериментальных исследований диссертационной работы.

Показано, что совершенствование силовой установки, в составе которой работает ДВС, является основным резервом улучшения экономических и экологических показателей наземных транспортных средств в эксплуатации. Рассмотрены такие направления как утилизация тепловых потерь двигателя за счет газотурбинного наддува и использования паросилового цикла при утилизации низкопотенциальной теплоты, подогрев дизельного топлива и прямая рециркуляция части выпускных газов дизеля при его работе с малыми нагрузками и др.. Отмечено, что эксплуатационный расход топлива может быть существенно уменьшен за счет оптимизации ре-

жимов работы двигателя с учетом типичных режимов нагружения. Подробно рассмотрены различные схемы в транспортных СУ с рекуперативным торможением, реализация которых позволяет снизить расход топлива на 15...25%. Сделан вывод о том, что имеются реальные технические возможности существенного улучшения экономических и экологических показателей СУ наземных транспортных средств с ДВС.

Проведен подробный анализ известных вариантов исполнения СУ с газовой связью (передачей), который позволил выявить их основные преимущества и недостатки перед традиционной СУ с ДВС. К главным недостаткам таких установок следует отнести то, что в них осуществляются лишние по сравнению с традиционной СУ преобразования энергии из одного вида в другой, приводящие к повышенным потерям, и, кроме того, они уступают по удельным весо-габаритным показателям СУ с ДВС и механической передачей. Так, в случае воздушной передачи ее вес составляет 60% веса дизеля. В тоже время за счет утилизации теплоты имеется возможность существенно повысить их термодинамическую эффективность. К достоинствам СУ с газовой связью следует отнести бесступенчатую передачу, близкую к идеальной тяговую характеристику, глубокую утилизацию тепловых потерь двигателя и стабилизацию режимов его работы. Отмечается, что и existing научно-техническая литература не дает однозначного ответа на вопрос о степени эффективности термодинамических преобразований в таких установках по сравнению с традиционными.

Проведенный анализ подтвердил возможность реализации в СУ с газовой связью основных способов повышения эксплуатационной экономичности транспортных СУ с ДВС.

На основании выше изложенного, целью настоящего расчетно-экспериментального исследования является:

- разработка общего методологического подхода, позволяющего оценивать термодинамическую эффективность различных вариантов исполнения СУ с газовой передачей энергии, а также наметить пути возможного повышения показателей этих установок;
- разработка по возможности универсального программного и математического обеспечения, с помощью которого можно рассчитывать рабочие процессы различных тепловых схем таких установок с учетом возможного газового цикла двигателя.

ния транспортного средства;

- подробный анализ и расчет показателей конкретной тепловой схемы СУ с газовой связью на базе разработанного программно-математического обеспечения;
- экспериментальная проверка достоверности описания рабочих процессов таких установок на примере исследования эффективности применения в компрессоре установки испарительного охлаждения.

Во второй главе рассмотрены вопросы, связанные с оценкой термодинамической эффективности СУ транспортных средств с газовой связью.

Для анализа термодинамической эффективности выбрана обобщенная тепловая схема таких установок (рис. 1), в состав которой входят основные элементы, присущие этим установкам: тепловой двигатель, приводимый от него компрессор, ресивер-нагреватель, расширительная машина и ресивер-охладитель. Показано, что КПД установки

$$\eta_{\text{ус}} = \eta_e^{\text{де}} \cdot \eta_n,$$

где $\eta_e^{\text{де}}$ - эффективный КПД теплового двигателя, η_n - коэффициент передачи, равный отношению работы на выходном валу расширительной машины к работе, подведенной к компрессору. При заданной эффективности теплового двигателя $\eta_e^{\text{де}}$ КПД установки будет определяться значением η_n . На рис. 2 показаны различные термодинамические циклы работы газовой части передачи, которые могут быть приняты при анализе. Для каждого из этих циклов получены выражения для определения η_n . Например, для цикла 1-2''-3-4'

$$\eta_n = \frac{\eta_{\text{ад}}^{\text{рм}} \cdot \tau \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) - \frac{n(k-1)}{k(n-1)} \cdot \left(\frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{\text{ад}}^{\text{к}}} - \frac{\Delta T}{T_1} \right)}{\left[\tau - \frac{1}{\eta_{\text{ад}}^{\text{к}}} + \frac{1}{\pi_k^{\frac{k-1}{k} \eta_{\text{ад}}^{\text{к}}}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{ад}}^{\text{к}}} - 1 \right) + \frac{\Delta T}{T_2} \right] \pi_k},$$

где $\pi_k = \frac{p_2}{p_1}$ - степень повышения давления при сжатии, $\tau = \frac{T_3}{T_2}$ - степень подогрева рабочего тела в нагревателе, $\eta_{\text{ад}}^{\text{к}}$ и $\eta_{\text{ад}}^{\text{рм}}$ - адиабатные КПД расширительной машины и компрессора, k и n - показатели адиабаты рабочего тела и политропы сжатия, ΔT - снижение температуры конца сжатия по сравнению с температурой при адиабатном сжатии. Анализ зависимости коэффициента передачи η_n от значений входящих в него параметров позволил выявить основные пути достижения максимальной эффективности СУ с газовой связью. Это максимальное снижение температуры конца сжатия в компрессоре передачи с последующим максимально возможным подогревом рабоче-

го тела перед расширительной машиной; использование в качестве рабочего тела газовой части передачи одно- либо двухатомных газов с показателями изохотропы, $\kappa \geq 1.4$; применение в качестве компрессора и расширительной машины машин объемного вытеснения.

Для анализа варианта исполнения СУ с воздушной передачей был использован эксергетический метод. В качестве теплового двигателя установки взят двухтактный дизель с противоположно движущимися поршнями. В результате анализа установлено, что наибольшие потери эксергии имеют место в компрессоре силовой установки и расширительной машине, которые частично компенсируются увеличением эксергии рабочего тела в ресивере-подогревателе. Получено выражение для относительного эксергетического КПД $\bar{\eta}_{ex}$, которое можно использовать при сравнении СУ с газовой передачей и какой-либо другой передачей:

$$\bar{\eta}_{ex} = \frac{E_T - \sum E - E_{ог}^2}{Q_{г}^{ог} \cdot \eta_{тр} + E_{ж}' - E_{ж}''},$$

где E_T - эксергия топлива; $\sum E$ - сумма потерь эксергии в элементах СУ с газовой связью; $E_{ог}^2$ - эксергия отработавших газов на выходе из нагревателя; $Q_{г}^{ог}$ и $\eta_{тр}$ - эффективная механическая энергия двигателя и КПД трансмиссии сравниваемой установки; $E_{ж}''$ и $E_{ж}'$ - эксергии потоков охлаждающей воды на входе и выходе двигателя.

С учетом того, что отводимую от теплового двигателя теплоту можно разделить на высокопотенциальную и низкопотенциальную, получены выражения, позволяющие с учетом соотношения этих теплот (теплового баланса двигателя) определить теоретическое максимально возможное значение КПД η_{Σ}^{max} различных установок. Так, для СУ с газовой связью, выражение для определения η_{Σ}^{max} имеет вид:

$$\eta_{\Sigma}^{max} = \eta_0 + \eta_0 \left[\frac{T_{огг}^H - T_0}{T_{огг}^H + T_0} \cdot q^H + \frac{T_{огг}^6 - T_0}{T_{огг}^6 + T_0} \cdot q^6 \right],$$

где η_0 - КПД основного теплового двигателя; q^H и q^6 - относительные величины отводимых от двигателя низкопотенциальной и высокопотенциальной теплот; $T_{огг}^H$ и $T_{огг}^6$ - температуры соответствующих отводимых теплот; T_0 - температура окружающей среды.

В третьей главе рассмотрены особенности рабочих процессов ДВС, работающих в составе СУ с газовой связью.

В СУ, в которых двигатель непосредственно приводит компрессор силовой установки, подающий рабочее тело в расширительную машину, рабочий процесс ДВС не претерпит серьезных изменений. В связи с ограниченной циклической работой автоматических

самодействующих клапанов компрессора (не более 1500 мин⁻¹) частота вращения двигателя должна выбираться с учетом этого обстоятельства. Т.е. двигатель, возможно, нужно дефорсировать по частоте вращения или поставить между ним и компрессором специальный редуктор. Кроме того, поскольку выпускные газы двигателя используются для подогрева рабочего тела перед расширительной машиной, несколько возрастет противодавление на выпуске, однако дополнительные потери, связанные с этим, не превысят 1...2% от теплоты, подведенной с топливом в двигатель.

В СУ с газовой связью двигатель кинематически не связан с движителем транспортного средства и, кроме того, в составе установки имеется значительный запас энергии в виде энергии сжатого газа в ресивере-нагревателе. Поэтому требования по приемистости двигателя могут быть значительно снижены. Это позволит уменьшить установленную мощность двигателя на 15...30%, а также форсировать его наддувом в большей степени, чем это возможно в обычных СУ транспортных средств.

Рабочее тело для газовой части установки может вырабатываться непосредственно в цилиндре ДВС, рабочие процессы которого в этом случае претерпят значительные изменения. В случае использования схемы А. Н. Шелеста необходимо высокое давление наддува ($P_k > 0.6 \text{ МПа}$). При этом работа двигателя в режиме механического генератора газов возможна с большим коэффициентом избытка воздуха (≈ 2.8), что приводит к малоэффективному использованию рабочего объема двигателя. Значительное возрастание противодавления и зависимость его от нагрузки расширительной машины ухудшает индикаторные показатели двигателя. Оценка эффективности работы такого двигателя по сравнению с комбинированным двигателем показывает, что только в области больших давлений наддува ($P_k > 0.9 \text{ МПа}$) и высоких адиабатных КПД компрессора и расширительной машины (выше 0.85) комбинированный двигатель имеет более худшие показатели.

Рабочее тело для газовой части установки можно получать в цилиндре четырехтактного двигателя, если на такте сжатия осуществлять перепуск части рабочего тела в ресивер. Для такой схемы работы получены выражения для определения индикаторных показателей двигателя, анализ которых показал необходимость значительного увеличения рабочего объема двигателя по сравнению с обычным двигателем.

Кроме того, проведен анализ возможности использования сво

боднопоршневых двигателей в СУ с газовой связью. В связи с тем, что в таких двигателях высокая термодинамическая эффективность работы возможна в узком диапазоне изменения нагрузок, сделан вывод о том, что их использование на транспортных СУ вряд ли целесообразно.

В четвертой главе проведен анализ рабочих процессов расширительных машин, которые могут применяться в СУ с газовой связью.

Рассмотрены принципиальные различия в рабочих характеристиках динамических и вытеснительных (объемных) расширительных машин. Динамические машины имеют благоприятную для транспортного средства характеристику изменения кривой крутящего момента, непрерывно уменьшающегося при уменьшении частоты вращения. Однако при уменьшении частоты вращения до нуля (что соответствует замедлению скорости движения транспортного средства и его остановке) в идеальной динамической машине массовый расход не изменяется, а в идеальной объемной - уменьшается до нуля. Эта особенность динамической машины обуславливает повышенный расход рабочего тела в ней при эксплуатации. Для мощностей, реализуемых в СУ наземных транспортных средств, изохронный КПД динамической машины оказывается меньше КПД объемной расширительной машины. Поэтому использование объемных расширительных машин в СУ с ДВС и газовой связью более целесообразно.

Проведен подробный анализ особенностей рабочих процессов объемных расширительных машин. Полученные аналитические зависимости учитывают различные особенности протекания рабочих процессов и позволяют оценить их термодинамическое совершенство, а также зависимость индикаторных показателей от параметров цикла работы. Показано, что индикаторный КПД зависит только от геометрии индикаторной диаграммы и вида рабочего тела и не зависит от давления и температуры поступающего рабочего тела. Зависимость изменения среднего индикаторного давления от степени наполнения рабочего объема подтверждает тот факт, что объемная расширительная машина может быть многократно форсирована увеличением наполнения.

Было проведено сравнение двух основных способов регулирования производительности объемных расширительных машин: дросселированием рабочего тела на впуске и изменением наполнения рабочего объема (отсечкой). При регулировании дросселированием индикаторный КПД в области малых нагрузок (меньших 40% от мак-

симальных) существенно меньше аналогичного показателя при регулировании отсечкой. В области зльших нагрузок, когда потери работоспособности рабочего тела при недорасширении (в случае регулирования отсечкой) увеличиваются, более выгодно регулирование дросселированием. Поскольку при эксплуатации силовые установки транспортных средств большую часть времени работают на частичных режимах, сделан вывод о том, что регулирование производительности отсечкой более целесообразно.

Анализ особенностей работы газораспределительных механизмов объемных расширительных машин позволил выявить ряд присущих им существенных недостатков: наличие жесткой связи между фазами газораспределения приводит к тому, что при уменьшении наполнения возрастает работа оставшегося после выпуска рабочего тела; при малых отсечках средняя скорость движения золотника незначительна, что приводит к большим потерям на дросселирование; поочередный впуск и выпуск рабочего тела через один и тот же канал приводит к неоправданно большим тепловым потерям. С учетом этих недостатков спроектирован механизм газораспределения, в котором регулирование производительности осуществляется изменением фазы движения двух возвратно-поступательно движущихся золотников друг относительно друга. При этом впуск и выпуск рабочего тела осуществляется через раздельные окна, а фазы впуска и выпуска независимы.

В пятой главе представлена методика моделирования рабочих процессов СУ с ДВС и газовой связью.

В основу этой методики был положен ряд принципов, в частности: максимальное структурирование программы; типовое описание термодинамических процессов в полостях; разработка типовых модулей и типовой структуры управляющей программы; использование логических таблиц для задания типов полостей, процессов в полостях и взаимосвязей полостей по истечению и ряд других. Это позволило разработать в значительной степени универсальную программу, позволяющую моделировать работу разнообразных по исполнению СУ с ДВС и газовой связью при минимальных вносимых изменениях. В рамках этой программы силовая установка представляется в виде совокупности полостей и сред, обменивающихся между собой массой и энергией, причем параметры сред постоянные, а параметры полостей - непрерывно меняющиеся. Процессы в каждой из полостей описываются следующей системой обыкновенных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами, кото-

рые интегрируются методом Рунге-Кутты:

$$\frac{dU}{dt} = -\frac{dQ_w}{dt} + \frac{dQ_T}{dt} - \frac{dL}{dt} + \frac{dJ_{\text{en}}^1}{dt} - \frac{dJ_{\text{en}}^2}{dt} - \frac{dJ_{\text{byn}}^1}{dt} + \frac{dJ_{\text{byn}}^2}{dt} - \frac{dJ_{\text{ko}}}{dt} - \frac{dQ_n}{dt} + \frac{dJ_n}{dt} - \frac{dL_n}{dt}; \quad (1)$$

$$\frac{dG_1}{dt} = \frac{dG_{\text{en}}^1}{dt} - \frac{dG_{\text{en}}^2}{dt} - z_1 \frac{dG_{\text{byn}}^1}{dt} + z_1 \frac{dG_{\text{byn}}^2}{dt} - z_1 \frac{dG_{\text{ko}}}{dt} - L_0 \frac{dQ_T}{dt} + \frac{dG_n}{dt}; \quad (2)$$

$$\frac{dG_2}{dt} = -(1-z_1) \frac{dG_{\text{byn}}^1}{dt} + (1-z_1) \frac{dG_{\text{byn}}^2}{dt} + (L_0+1) \frac{dQ_T}{dt} - (1-z_1) \frac{dG_{\text{ko}}}{dt}; \quad (3)$$

$$\frac{dQ_T}{dt} = f_4(\dots) \quad - \text{ (изменение энергии сгорания);} \quad (4)$$

$$\frac{dQ_w}{dt} = f_5(\dots) \quad - \text{ (изменение энергии теплопередачи);} \quad (5)$$

$$\frac{dL}{dt} = f_6(\dots) \quad - \text{ (изменение работы);} \quad (6)$$

$$\frac{dG_{\text{en}}}{dt} = f_7(\dots) \quad - \text{ (изменение поступления массы);} \quad (7)$$

$$\frac{dJ_{\text{en}}}{dt} = f_8(\dots) \quad - \text{ (изменение поступления энергии);} \quad (8)$$

$$\frac{dG_{\text{byn}}}{dt} = f_9(\dots) \quad - \text{ (изменение удаления массы);} \quad (9)$$

$$\frac{dJ_{\text{byn}}}{dt} = f_{10}(\dots) \quad - \text{ (изменение удаления энергии);} \quad (10)$$

$$\frac{dG_{\text{ko}}}{dt} = f_{11}(\dots) \quad - \text{ (изменение удаления массы через кольца);} \quad (11)$$

$$\frac{dJ_{\text{ko}}}{dt} = f_{12}(\dots) \quad - \text{ (изменение удаления энергии через кол.);} \quad (12)$$

$$\frac{dG_n}{dt} = f_{13}(\dots) \quad - \text{ (изменение массы образующегося пара);} \quad (13)$$

$$\frac{dL_n}{dt} = f_{14}(\dots) \quad - \text{ (изменение теплоты нагрева жидкости);} \quad (14)$$

$$\frac{dJ_n}{dt} = f_{15}(\dots) \quad - \text{ (изменение энтальпии образ-ся пара);} \quad (15)$$

$$\frac{dL_n}{dt} = f_{16}(\dots) \quad - \text{ (изменение работы сжатия паров жид-ти); (16)}$$

$$\frac{dv}{dt} = f_{17}(\dots) \quad - \text{ (изменение скорости движения поршня); (17)}$$

$$\frac{ds}{dt} = f_{18}(\dots) \quad - \text{ (изменение перемещения поршня), (18)}$$

где γ_1 - коэффициент остаточных газов; L_n - теоретическое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива; q_T - цикловая подача топлива. В уравнениях с (1) по (3) слагаемые с индексом "1" относятся к нормальному протеканию процессов, а с индексом "2" - учитывают забросы в направления, противоположные истечению.

Уравнение (1) описывает закон сохранения энергии для разомкнутой системы, уравнение (2) - изменение в цилиндре массы чистого воздуха, а уравнение (3) - массы "чистых" продуктов сгорания. Уравнения с (4) по (18) не приводятся полностью вследствие их простоты и стремления не загромождать описание последующей расшифровки входящих в них символов. Можно отметить только, что уравнение (4) аналогично уравнению Вибе, уравнение (5) - Вошни, а уравнение (13) - Максвелла.

После каждого шага интегрирования в каждой полости определяется значение удельной внутренней энергии, затем с использованием термодинамических таблиц процедурой линейной интерполяции температура рабочего тела и по характеристическому уравнению давление. Для учета особенностей эксплуатации СУ в исходных данных используются среднестатистические ездовые циклы движения транспортного средства.

Используя разработанную программу моделирования проведен расчет прототипа силовой установки городского пассажирского автобуса типа ЛИАЗ, в которой в качестве теплового двигателя взят двухтактный дизель с противоположно-движущимися поршнями. Режим разгона автобуса осуществляется частично за счет энергии, аккумулированной при торможении. На рис. 3 приведены основные результаты расчета, из которых следует, что двигатель работает в узком диапазоне нагрузочной характеристики и расчетное изменение цикловой подачи топлива за весь ездовой цикл движения не превысило 25%. Таким образом, получен важный вывод о том, работа ДВС в составе СУ с газовой связью может быть значительно стабилизирована. Расчетное значение КПД установки на установившемся режиме работы составило 0.294.

В десятой главе приведены результаты экспериментальных исс-

ледований испарительного охлаждения, используемого в компрессоре СУ с газовой связью.

Проведенный во 2-й главе анализ термодинамической эффективности таких СУ показал, что снижение температуры конца сжатия в компрессоре установки является одним из наиболее эффективных путей достижения высоких экономических показателей. В свою очередь, одним из наиболее эффективных способов приближения процесса сжатия к изотермическому является использование испарительного охлаждения, осуществляемого впрыском жидкости либо в полость сжатия, либо во впускной коллектор компрессора.

В экспериментальной части исследовались возможности испарительного охлаждения при использовании в качестве теплоносителя жидкости воды и этилового спирта.

Для обработки экспериментальных данных разработана программа полиномиальной регрессии по методу наименьших квадратов, структурная схема которой и описание приведены в диссертации.

В результате были получены диаграммы снижения температуры конца сжатия ΔT по сравнению с изэнтропным процессом при разных степенях повышения давления λ_k и частотах вращения n при использовании воды и этилового спирта и соответствующие им полиномиальные зависимости. Наибольшую практическую ценность имеют диаграммы изменения относительного снижения температуры конца сжатия ΔT при использовании этилового спирта по сравнению с водой, которые показывают, что в области низких значений λ_k целесообразно использование воды, а в области высоких — этилового спирта.

ВЫВОДЫ

1. Силовые установки с ДВС и газовой связью наиболее целесообразно использовать в транспортных средствах, эксплуатируемых в городских условиях. При этом наиболее перспективной следует считать схему установки с замкнутой воздушной передачей и ресиверами высокого и низкого давлений таких объемов, которые бы обеспечивали возможность хотя бы частичной рекуперации энергии торможения с последующим ее использованием при разгоне транспортного средства.

2. В силовой установке с двигателем внутреннего сгорания и газовой связью могут быть реализованы все основные способы повышения эксплуатационной топливной экономичности традицион

ных силовых установок наземных транспортных средств.

3. Наличие в газовой части установки ресивера высокого давления позволяет значительно уменьшить время работы ДВС на неустановившихся режимах. При этом результаты расчетных исследований показали, что изменение цикловой подачи топлива в городском еадовом цикле может не превышать 25...35%. Это позволяет снизить выбросы отравляющих веществ в окружающую среду в 2.5...4.5 раза.

4. Номинальная мощность двигателя внутреннего сгорания в силовой установке с газовой связью может быть уменьшена на 20-30% по сравнению с прототипом вследствие наличия в составе установки периодически восполняемого запаса энергии в виде энергии сжатого газа.

5. Требования, предъявляемые к двигателю по приемистости при его работе в составе такой установки, могут быть значительно снижены, что позволит форсировать его турбонаддувом в большей степени, чем в обычной силовой установке.

6. Для повышения термодинамических показателей СУ с газовой связью целесообразно максимально снижать температуру воздуха в конце сжатия в компрессоре установки с последующим его подогревом перед расширительной машиной на 120-140K.

7. Степень повышения давления в компрессоре силовой установки целесообразно выбирать не менее 7-8.

8. В качестве рабочего тела газовой части необходимо использовать одно- либо двухатомные газы с показателем изохоры $\kappa > 1.4$.

9. В контуре газовой части установки в качестве компрессорной и расширительной машин целесообразно использовать машины объемного типа.

10. При использовании испарительного охлаждения в компрессоре установки в качестве теплоотводящей жидкости вместо воды необходимо использовать жидкости с низкой температурой испарения, в частности, этиловый спирт, позволяющий при высоких частотах вращения получать более низкую температуру конца сжатия.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Модели для интеллектуальных АРМ в машиностроении/ Е. Д. Соложенцев, А. В. Поваженко, А. И. Гайворонский и др. // Препр. Ленинградского филиала института машиноведения АН СССР. - 1991. - №5. - С. 1-49. - рус.

2. Гайворонский А. И., Савенков А. М. Эксергетический анализ силовой установки с воздушной передачей // Двигатели внутреннего сгорания: Республиканский межведомственный научно-технический сборник, -1993. - Вып. №53. - С.17-21.

3. Гайворонский А. И. Предельная эффективность комбинированных силовых установок. МГТУ. - Москва, 1993. - 7 с. Библиогр.: 3 назв. - Рус. (Деп. в ВИНТИ 27.01.93. №175-В93.)

4. Гайворонский А. И. Использование объемных расширительных машин в комбинированных силовых установках// Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок : Тезисы докладов Всесоюзной школы-семинара. - Москва. 1991. - С.52.

5. Гайворонский А. И., Савенков А. М. Комбинированная силовая установка с воздушной передачей для городского автобуса// Научно-методическая и научно-исследовательская конференция МАДИ: Тезисы докладов 49-й Всесоюзной конференции. - Москва, 1991. - С. 32-34.

6. А. с. 1113582 СССР, МКИ F 02 G 1/00. Силовая установка / А. И. Гайворонский, Ю. Г. Пронин / СССР /. - №3527667 / 25-06. Оpubл. 15.09.84. Бюл. №34 // Открытия, изобретения... - 1988. - №34. - С. 4

7. А. с. 1638345 СССР, МКИ F 02 G 1/00. Силовая установка / А. И. Гайворонский, А. М. Савенков / СССР /. - №4662564/06. Оpubл. 09.06.89. Бюл. №7 // Открытия, изобретения... - 1989. - №7. - С. 26

8. А. с. 1548475 СССР, МКИ F 01 B 23/02. Поршневая расширительная машина/ А. И. Гайворонский, Ю. Г. Пронин, А. М. Савенков и др. / СССР /. - №4426656/25-29. Оpubл. 07.03.90. Бюл. №9 // Открытия, изобретения... 1990. - №9. - С. 47

9. А. с. 1245817 СССР, МКИ F 25 B 9/00. Привод золотников поршневой расширительной машины / А. И. Гайворонский, Ю. Г. Пронин, А. М. Савенков / СССР /. - №3689610/23-06. Оpubл. 23.06.84. Бюл. №27 // Открытия, изобретения... 1984. - №27. - С. 63

10. А. с. 1629570 СССР, МКИ F 01 B 9/02, 23/02. Поршневая расширительная машина / А. И. Гайворонский, А. М. Савенков / СССР /. - №4662565/29. Оpubл. 23.02.91. Бюл. №7 // Открытия, изобретения... - 1991. №7. - С. 146



Рис.1 Обобщенная тепловая схема силовых установок с газовой связью.

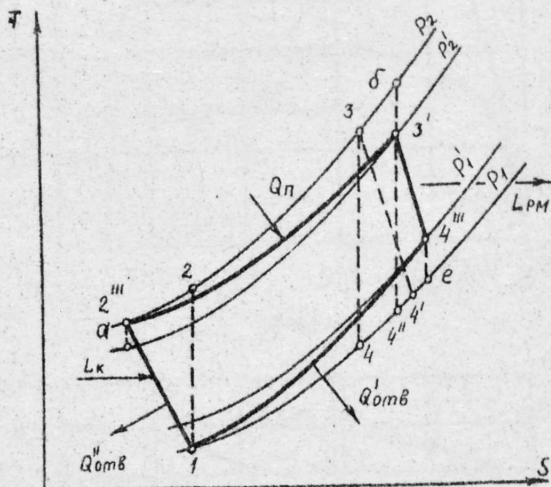


Рис.2 Расчетные термодинамические циклы работы газовой части передачи.

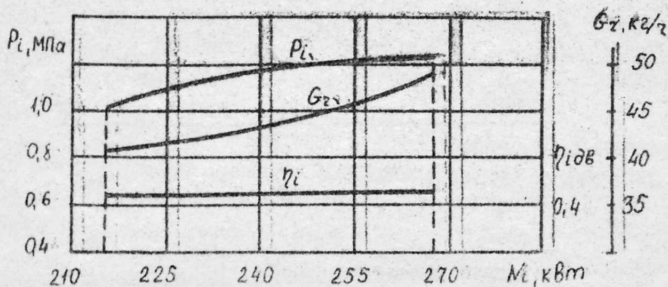
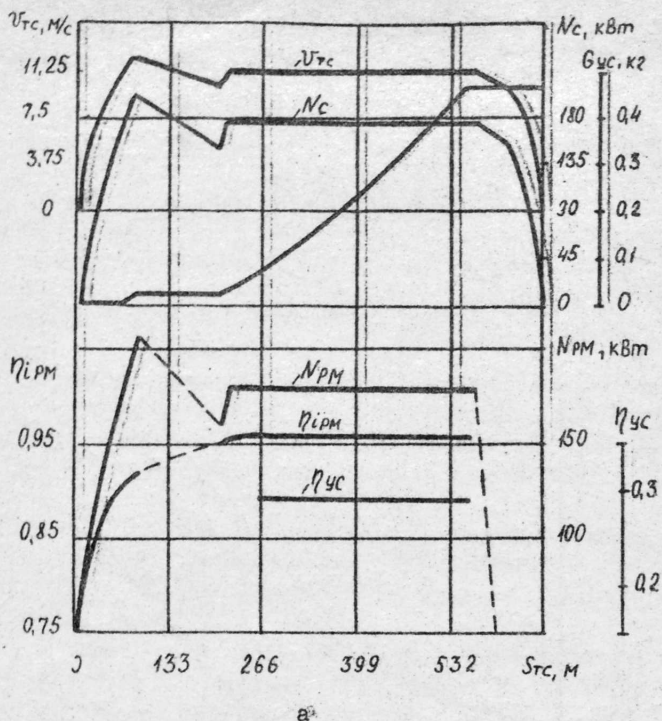


Рис. 3 Изменение расчетных параметров: а - силовой установки, б - двигателя