

ных топливных насосов увеличением плотности узла дозатор-плунжер. Доклады международного симпозиума «Авиационная космическая техника и технология», Вып. 19\ХАИ, Харьков-2000.- с.271-274. 6. Крайнюк А.И., Тырловой С.И., Васильев И.П. Оценка возможности повышения ресурса топливной аппаратуры автомобильных вихрекамерных дизелей

снижением энергозатрат в процессе впрыска топлива. Праці Таврійської агротехнічної академії, Вип. 2, Том 14, Мелітополь 2000р.-С.18-25. 7. Крайнюк А.И., Тырловой С.И., Гладков В.В. Моделирование движения жидкости в топливных трубопроводах высокого давления дизелей с учетом следа прошедших волн. Вістник СУДУ №5(27)–2000. –С.133-136.

УДК 621.43

*Е.В. Белоусов, канд. техн. наук*

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ С ОХЛАЖДЕНИЕМ ВОЗДУШНОГО ЗАРЯДА ПУТЕМ РАСПЫЛИВАНИЯ ВОДЫ В РАБОЧЕМ ЦИЛИНДРЕ ДВС

### Введение

Несмотря на значительный прогресс, достигнутый в области совершенствования рабочих процессов современных поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС), их термодинамический КПД до сих пор значительно отличается от теоретически возможного. Частично, это связано с особенностями организации рабочего процесса в тепловых машинах периодического действия, которые исключают возможность реализации в них рациональных термодинамических циклов, в частности, циклов с охлаждением заряда в процессе его сжатия (приближение процесса сжатия к изотермическому). Охлаждение заряда в ходе его сжатия могло бы стать существенным резервом в повышении эффективности рабочего процесса в некоторых типах поршневых ДВС.

### 1. Анализ литературных источников

Как известно из термодинамики [1], работа, полученная в ходе осуществления термодинамического цикла поршневого ДВС, складывается из положительной работы, совершаемой поршнем в ходе рас-

ширения, и отрицательной работы, затраченной на сжатие воздушного заряда. Снижение последней составляющей приводит к увеличению суммарной работы за цикл. На практике работа сжатия может быть снижена путем замены политропного сжатия на сжатие с отводом теплоты от воздушного заряда [2]. Наиболее удобным способом охлаждения заряда в ходе сжатия является распыливание воды в рабочем цилиндре непосредственно перед или в ходе процесса сжатия. В этом случае теплота воздушного заряда расходуется на фазовый переход воды из жидкого состояния в парообразное. Такой метод применим в большей или меньшей степени во всех двигателях с искровым зажиганием (однако наиболее подходящими являются газовые двигатели), а также в твердотопливных поршневых двигателях со слоевым сжиганием топлива [3]. Интересно отметить, что на предпочтительность такого сжатия указывал еще Р. Дизель [4]. Но, именно развитие дизельных двигателей, у которых решающим фактором работоспособности является достижение высокой температуры в

конце сжатия ( $T_c$ ), надолго отодвинуло использование охлаждаемого сжатия в ДВС.

## 2. Цель исследования

Для оценки перспективности использования охлаждаемого сжатия была предпринята попытка смоделировать процесс сжатия двухфазовой газожидкостной смеси и исследовать основные закономерности его протекания, установить влияние различных факторов на эффективность процесса охлаждения заряда.

## 3. Решение проблемы

В качестве объекта моделирования был выбран одноцилиндровый четырехтактный двигатель JS-1 фирмы Купер-Бессемер с размерностью рабочего цилиндра  $D/S=33,02/40,6$  (1ЧН 33/40). Такой выбор в значительной степени обусловлен тем, что этот двигатель использовался фирмой как исследовательская машина, по которой имеются параметры рабочих процессов при работе на газовом, дизельном топливах (ГТ и ДТ соответственно) и водоугольной суспензии [5]. Основные геометрические характеристики двигателя, используемые при моделировании, приведены в табл. 1. Двигатель был оснащен системой наддува с внешним приводом и системой подогрева воздуха на входе, что позволяло в широких пределах изменять параметры входящего воздуха.

Таблица 1. Геометрические характеристики двигателя JS-1

Рабочий объем	34,767	$дм^3$
Полный объем	38,427	$дм^3$
Объем камеры сгорания	3,660	$дм^3$
Действительная степень сжатия	10,026	—
Доля потеряннного хода на органы газообмена	0,049	—
Полный объем (с учетом потери части хода на газообмен)	36,71	$дм^3$

При моделировании были приняты следующие допущения:

– рабочим телом, поступающим в двигатель, является сухой воздух;

– учитывая, что скорость испарения в значительной степени зависит от качества распыливания воды предполагалось, что эта скорость будет достаточной для того, чтобы вода, впрыснутая в продолжение  $1^\circ$  поворота кривошипа, нагрелась до температуры воздушного заряда или полностью испарилась;

– принимая во внимание, что при снижении средней температуры процесса интенсивность теплообмена между стенками цилиндра и зарядом будет снижаться, данный вид теплообмена не учитывался.

Весь процесс сжатия был представлен в виде дискретных отрезков, соответствующих углу поворота кривошипа на  $1^\circ$ . Для каждого дискретного отрезка вычислялись: количество теплоты, отводимой от заряда на нагрев и испарение воды; изменение теплоемкости заряда; изменения масс жидкой и газобразной фаз заряда; изменение газовой постоянной смеси; температура и давление в рабочем цилиндре.

Основные зависимости, связанные с теплообменом между жидкой и газовой фазой, а также с фазовым переходом воды, были получены путем аппроксимации табличных данных состояния воды и водяного пара [6]. Также были использованы классические уравнения термодинамики и теории ДВС.

### Стадии процесса охлаждаемого сжатия.

Анализ показал, что на характер протекания процесса охлаждаемого сжатия оказывают влияния такие факторы, как количество распыляемой воды, время начала и продолжительность распыления воды в рабочем цилиндре.

Для примера рассмотрим наиболее общий случай, когда вода впрыскивается в рабочий цилиндр в угловой промежутке от  $1^\circ$  после НМТ и до закрытия впускного клапана ( $23^\circ$  после НМТ). При этом тем-

температура воздуха, поступающего в цилиндр из компрессора, выше температуры насыщения водяного пара для заданного давления наддува. В этом случае равные порции более холодного водяного аэрозоля, попадая в среду воздушного заряда, начинают интенсивно нагреваться и испаряться, отбирая теплоту воздуха и снижая его температуру (линия 1 на рис.1) и давление (промежуток *a* на рис.1). Вновь поступающие порции аэрозоля снижают температуру заряда до тех пор, пока она не окажется ниже температуры насыщения (линия 2 на рис.1). Испарение воды прекращается, что приводит к завершению первой стадии процесса.

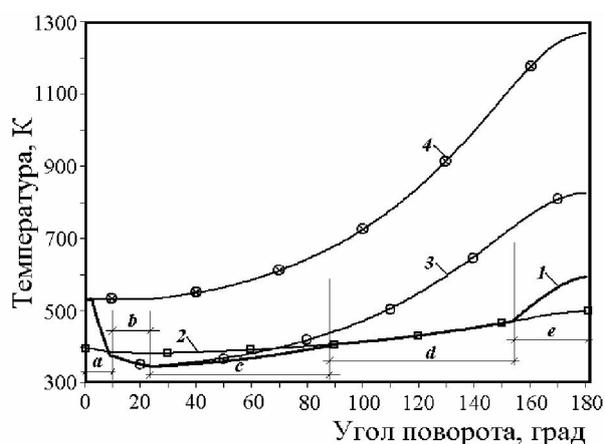


Рис. 1. Изменение температуры в процессе охлаждения сжатого воздуха:

- 1 – охлаждаемое сжатие;
- 2 – линия насыщения;
- 3 – сжатие с начальными параметрами заряда на момент закрытия впускного клапана;
- 4 – сжатие с начальными параметрами воздушного заряда без охлаждения

Полная теплота парообразования на рассматриваемом промежутке для каждого дискретного участка определялась из выражения для интервала температур 373...473 К:

$$\lambda = 2189,802 + 1,302 T,$$

где  $T$  – средняя температура заряда на дискретном участке.

В дальнейшем испарение воды прекращается и каждая последующая порция аэрозоля отводит от

заряда теплоту, затрачиваемую на нагрев воды. Поскольку теплота нагрева примерно в 5 раз ниже полной теплоты парообразования, интенсивность охлаждения заряда резко снижается (участок *b* на линии 1).

После закрытия впускного клапана ( $23^\circ$  после НМТ) в цилиндре начинается процесс сжатия. При этом температура смеси воздушного заряда с водяным аэрозолем возрастает. Это приводит к поглощению водой еще некоторого количества теплоты за счет возникающей разности температур между газовой и жидкой фазами. Этот процесс продолжается, пока температура в цилиндре не достигнет температуры насыщения (участок *c* на кривой 1). Средняя температура заряда на заданном участке определялась из условия равенства количества теплоты, отведенной от газа и подведенной к воде:

$$T_i = \frac{(m_{i, \text{зар}} c_{v, \text{зар}} \varepsilon_i^{k-1} + m_{i, \text{вод}} c_{\text{вод}}) T_{i-1}}{(m_{i, \text{зар}} c_{v, \text{зар}} + m_{i, \text{вод}} c_{\text{вод}})},$$

где  $m_{i, \text{зар}}$ ,  $c_{v, \text{зар}}$  – масса и объемная теплоемкость газовой фазы на рассматриваемом дискретном участке;

$m_{i, \text{вод}}$ ,  $c_{\text{вод}}$  – масса и теплоемкость жидкой фазы

на дискретном участке;

$\varepsilon_i$  – текущее значение степени сжатия;

$k$  – показатель адиабаты сжатия;

$T_{i-1}$  – средняя температура заряда на предыдущем дискретном участке.

При достижении зарядом температуры насыщения начинается интенсивное испарение водяного аэрозоля со значительным отводом теплоты на фазовый переход. В результате этого кривая температуры в цилиндре практически совпадает с кривой температуры насыщения (участок *d* на кривой 1). В процессе испарения жидкой фазы происходят изменения массы газовой составляющей заряда, теплоемкости газопаровой смеси, совершается внешняя работа па-

рообразования, которая в модели учитывается изменением газовой постоянной смеси.

После испарения всего аэрозоля начинается процесс сжатия однофазной парогазовой смеси, что соответствует участку  $e$  на кривой 1 (рис.1). Этот участок характеризуется довольно значительным нарастанием температуры в рабочем цилиндре. Очевидно, что, при выборе количества впрыскиваемой воды, необходимо стремиться свести данный этап сжатия к минимуму. При этом условия затраты работы на сжатие будут минимально возможными. Иными словами, количество подаваемого аэрозоля должно быть таким, чтобы его полное испарение совпадало с концом сжатия. Влияние количества распыляемой воды на изменение температуры в ходе процесса сжатия приведено на рис. 2.

Из трехмерного графика видно, что увеличение количества впрыскиваемой воды приводит к значительному перераспределению стадий процесса сжатия между собой, вплоть до полного исчезновения сжатия однофазной смеси. Это ведет к резкому уменьшению температуры  $T_c$  и давления  $p_c$  в конце сжатия и снижению работы, затрачиваемой на осуществление процесса. Более подробно основные закономерности процесса будут рассмотрены далее.

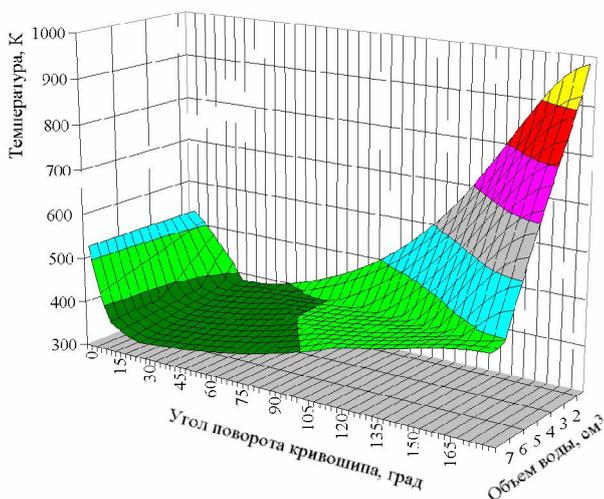


Рис. 2. Изменение температуры в процессе сжатия в зависимости от количества впрыснутой воды

**Основные закономерности, характеризующие процесс охлаждаемого сжатия.** На рис. 3 показаны основные расчетные закономерности процесса сжатия двухфазовой смеси в цилиндре поршневого двигателя, представленные как функция количества воды, впрыснутой в цилиндр.

Угол окончания испарения ( $\zeta_{\text{исп}}$ ) характеризует угловой промежуток, по истечении которого вся впрыснутая вода перейдет в парообразное состояние. В связи с тем, что на различных этапах сжатия преобладают различные механизмы теплообмена между газовой и жидкой фазами, данная зависимость носит нелинейный характер. Оптимальным можно считать такой угол окончания испарения, который совпадал бы с углом подачи искры у газового двигателя или с началом движения вытеснителя у твердотопливного. Моделирование процесса показало, что взаимная связь всех этапов охлаждаемого сжатия затрудняет процесс выбора оптимального количества воды, подаваемой в цилиндр. Так, при увеличении количества впрыскиваемой воды будет происходить более значительное снижение температуры на участке  $b$ , в результате чего процесс испарения аэрозоля начнется позже, и, следовательно, к концу сжатия вся вода испариться не успеет. Так, например, для случая, показанного на рис. 1, впрыск воды в объеме  $7,1 \text{ см}^3$  (линия 1 на рис. 2) приведет к тому, что процесс испарения закончится практически в ВМТ (линия 2), а вся вода, впрыснутая в цилиндр, испарится. Если этого не произойдет, то в заряде останется водяной аэрозоль, который способен отрицательно повлиять на процесс воспламенения и сгорания топлива.

Количество испарившейся воды ( $m_{\text{исп}}$ ), при оговоренных допущениях, сначала возрастает практически прямопропорционально количеству впрыснутой воды. Далее, в силу причин, изложенных выше, после достижения некоторого максимума, количество испарившейся воды начнет сокращаться.

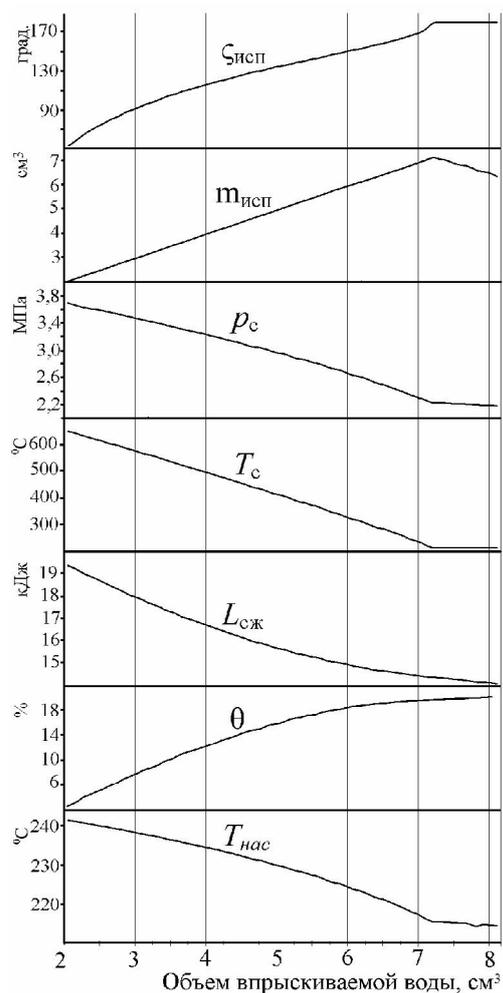


Рис. 3. Основные закономерности изменения параметров процесса охлаждаемого сжатия в зависимости от количества воды, распыленной в цилиндре

Давление и температура в конце процесса сжатия ( $p_c$  и  $T_c$  соответственно), по мере увеличения количества впрыскиваемой воды, значительно снижаются. Для рассматриваемых условий, при увеличении количества впрыскиваемой воды с 2 до 8  $\text{см}^3$ , давление в конце сжатия снижается с 3,7 до 2,18 МПа, а температуры с 651 до 214°C (5,1 МПа и 971°C для политропного процесса). Следует отметить, что до тех пор, пока не достигнут оптимальный угол испарения, температура и давление в цилиндре снижаются довольно интенсивно, практически пропорционально к количеству впрыснутой воды, а далее снижение резко замедляется.

Работа, затрачиваемая на сжатие ( $L_{сж}$ ), являясь функцией давления в рабочем цилиндре, также снижается, повторяя практически те же стадии, что и давление, однако, в менее ярко выраженной форме, так как является еще и функцией перемещения поршня.

Снижение затрат работы на охлаждаемое сжатие ( $\theta$ ) позволяет сравнить процесс охлаждаемого сжатия с политропным процессом. Снижение затрат в рассматриваемом диапазоне изменения подачи воды составило 2,55...20,2%. Приведенная на рис. 2 зависимость строилась исходя из условия, что параметры рабочего тела в цилиндре на момент начала сжатия были одинаковыми (кривая 3 на рис. 1). То есть, затраты работы на процесс политропного и охлаждаемого сжатия учитывались с момента закрытия впускного клапана. Если принимать во внимание разницу во входных условиях, то снижение затрат на сжатие будет еще большим.

Температура насыщения ( $T_{нас}$ ), то есть – температура, выше которой при заданном давлении начинается процесс фазового перехода воды в водяной пар. В процессе сжатия эта температура не остается постоянной, рост давления в цилиндре приводит к увеличению температуры насыщения, однако интенсивность ее возрастания остается сравнительно небольшой (кривая 2 на рис. 1). С увеличением количества впрыскиваемой воды давление в цилиндре снижается, что приводит к снижению максимальной температуры насыщения и способствует интенсификации процесса испарения.

**Способы подачи воды в цилиндр.** Можно выделить два основных способа подачи воды в цилиндр:

- распылением в потоке воздуха во впускном тракте двигателя, при заполнении рабочего цилиндра;
- распылением в процессе всего сжатия непосредственно в рабочем цилиндре в количествах, не

обходимых для компенсации роста температуры заряда.

Первый способ технически более прост в реализации: впрыск воды на стадии наполнения способствует охлаждению поступающего в цилиндр заряда и увеличению его плотности. В этом случае применение непосредственного охлаждения позволяет полностью отказаться от промежуточного охладителя воздуха. Однако, при такой организации охлаждения, в течение большей части процесса сжатия, в цилиндре будет присутствовать жидкая фаза. При этом некоторая часть капель воды может оседать на стенках гильзы цилиндра, нарушая режим смазки поршневых колец и вызывая коррозию деталей ЦПГ. Положительным моментом можно считать то, что капли воды, испаряясь с поверхности деталей, будут снижать их теплонапряженность.

При втором способе впрыск воды в цилиндр должен производиться под достаточно высоким давлением, превышающим давление в цилиндре. Кроме того, необходима достаточно точная дозировка подачи воды, что делает этот способ более сложным в реализации. Моделирование охлаждения заряда путем впрыска воды в процессе сжатия показало отсутствие каких-либо термодинамических преимуществ перед впрыском воды в процессе наполнения цилиндра. Кроме того, такой способ охлаждения приводит к увеличению расхода воды.

**Влияние охлаждения заряда путем распыливания воды на рабочий процесс в двигателе** требует специального исследования, так как остаются не выясненными ряд вопросов. В частности, для двигателей с принудительным зажиганием, неизвестно, как скажется на работе свечей зажигания повышенное содержание водяных паров в цилиндре. Также недостаточно исследован механизм влияния паров воды на процесс воспламенения и сгорания топлива. Имеющийся опыт использования водотопливных эмульсий и водоугольных суспензий позволяет

предположить, что водяные пары в условиях сгорания, характерных для ДВС, оказывают каталитическое влияние на реакции сгорания топлива, что приводит к увеличению их скорости и полноты выгорания топлива [7, 8]. Аналогичное действие паров воды отмечается и при сжигании твердых топлив.

Снижение температуры и давления в конце сжатия позволит существенно снизить тепловую и механическую напряженность двигателя, практически без снижения его мощности, или повысить мощность при заданном уровне максимальной температуры и давления [2].

### Выводы

1. Охлаждение заряда путем распыливания воды позволяет снизить более, чем в два раза максимальную температуру и давление в конце процесса сжатия и более чем на 20% уменьшить затраты работы на сжатие.

2. Процесс охлаждаемого сжатия является многостадийным, его эффективность, в значительной степени, зависит от соотношения различных фаз.

3. Наиболее оптимальной формой организации процесса сжатия является впрыск воды в период заполнения рабочего цилиндра воздухом.

4. Использование охлаждаемого сжатия является существенным резервом совершенствования рабочих процессов газовых и твердотопливных двигателей со слоевым сжиганием топлива.

### Список литературы:

1. Кирилин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. *Техническая термодинамика*. – М.: «Энергия», 1968. – С. 85-94.
2. Белоусов Е.В. *Охлаждаемое сжатие в твердотопливных поршневых двигателях со слоевым сжиганием топлива*. Сб. науч. трудов НУК им. адм. Макарова. – Николаев: НУК, 2005. – № 3 (403) С. 69-77.
3. Белоусов Е.В. *Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутрен-*

- него сгорания. – Херсон: ОАО ХГТ, 2006. – 451 с. 4. Гюльднер Г. Двигатели внутреннего сгорания их работа, конструкция и проектирование: в 2-х Т – Т.2. – М.: «МАКИЗ», 1928. – С. 797-817. 5. Cooper-Bessemer coal-fueled engine system–progress report / Rao A.K., Wilson R.P., Balles E.N., Mayville R.A., McMillian M.H., Kimberley J.A. // «ASME Transactions – Journal of Engineering for Gas Turbines and Power», Vol. 110, № 3. – 1988. – P. 498-506. 6. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: «Энергия», 1980. – 424 с. 7. Хилько С.Л., Титов Е.В. Коллоидные композиции как экологически чистые виды топлив // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2001. – № 6. – С. 12–15. 8. Бернштейн Е.В., Гладков О.А. Уменьшение вредных выбросов дизелей при их стендовых испытаниях: Обзор. – М.: ЦНИИ ТЭИтяжмаш, 1989. – 28 с.

УДК 621.436-224.7

С.А. Алёхин, канд. техн. наук, В.А. Опалев, инж., **П.Я. Перерва**, канд. техн. наук

### УЛУЧШЕНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВПУСКНЫХ ОКОН В ДВУХТАКТНОМ ДИЗЕЛЕ С ПРОТИВОПОЛОЖНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ ТИПА 6ТД

В двухтактных двигателях внутреннего сгорания конфигурация и размеры впускных окон, создающих направленное движение воздушного заряда в цилиндре, во многом определяют эффективность очистки и наполнения цилиндра, а также эффективность процесса смесеобразования и сгорания. Анализ публикаций показывает, что возможности улучшения газодинамических характеристик впускных окон еще не реализованы в полной мере [1]. При этом в большинстве случаев улучшение характеристик может быть обеспечено без существенных изменений конструкции гильзы цилиндра.

В Казенном предприятии "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" (КП ХКБД) разработаны двухтактные дизели с противоположно движущимися поршнями, которые имеют довольно высокий уровень совершенства рабочего процесса, что во многом обеспечивается впускными окнами, имеющими изменяющийся по высоте окна тангенци-

альный угол наклона боковых стенок окон для одной модификации дизелей  $0...40^{\circ}$ , для другой модификации -  $0...42^{\circ}$ .

Увеличение угла наклона боковых стенок окон свыше  $42^{\circ}$  при принятом исполнении винтообразных впускных окон приводит к существенному уменьшению эффективного проходного сечения впускных окон из-за технологических ограничений [2]. Поэтому в ХКБД были проведены работы по изысканию резервов по дальнейшему улучшению газодинамических характеристик впускных окон без существенных изменений их конфигурации и размеров.

Разработан цилиндр, в котором только в боковых стенках окон со стороны сбегающего потока воздуха на внутренней поверхности цилиндра выполнены скосы (схематическое изображение выполненных скосов показано на рис. 1).

В штатном цилиндре улучшение гидравлического сопротивления впускных окон достигнуто пу-