

ПРОЦЕССЫ, ПРОИСХОДЯЩИЕ В ДВИГАТЕЛЕ С НЕТРАДИЦИОННЫМ РАБОЧИМ ЦИКЛОМ

Бердников А.А.

Пермский военный институт войск национальной гвардии РФ, Пермь, Россия, aa-berdnikov@mail.ru

Двигатель внутреннего сгорания – это тепловая машина, преобразующая тепловую энергию в механическую. В настоящее время существующие двигатели работают по циклам Отто, Дизеля и Сабатэ-Тринклера. Такие циклы принято называть традиционными. Как известно, традиционные двигатели внутреннего сгорания не обладают высоким коэффициентом полезного действия из-за больших потерь теплоты с отработавшими газами, отводом тепла в систему охлаждения и т.д. Резервы повышения коэффициента полезного действия очень высоки. Однако современное двигателестроение вышло на высокий уровень и дальнейшее совершенствование рабочего процесса в традиционных циклах становится уже малоэффективным. В статье предлагается нетрадиционный семитактный двигатель внутреннего сгорания и рассматриваются процессы, происходящие в цилиндрах такого двигателя. В основном цилиндре двигателя рабочий цикл протекает как в традиционном четырехтактном двигателе внутреннего сгорания: на первом такте происходит выпуск, на втором – сжатие, на третьем – сгорание и рабочий ход, а вот на четвертом такте отработавшие газы не отводятся из цилиндра, а направляются в дополнительный цилиндр – происходит продолженное расширение газов (рабочий ход). На пятом такте отработавшие газы сжимаются в дополнительном цилиндре и в конце сжатия подается вода. Отбирая теплоту от нагретых деталей цилиндропоршневой группы и сжатых газов, вода испаряется, и расширяющийся пар совершает полезную работу (шестой такт – рабочий ход). На седьмом такте поршень перемещается к верхней мертвой точке, вытесняя пар с отработавшими газами. Предварительные расчеты показали, что максимальное давление семитактного рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания может достигать до 20 МПа, это повышает мощность и топливную экономичность двигателя. Впрыск воды несколько снижает максимальную температуру цикла и токсичность отработавших газов. Такие преимущества дают основания на осуществление рабочего цикла ДВС по семитактной схеме.

Ключевые слова: рабочий цикл, двигатель внутреннего сгорания, семитактный двигатель, тепловой расчет.

Введение

Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) – тепловая машина, преобразующая тепловую энергию в механическую. В настоящее время существующие ДВС работают по циклам Отто, Дизеля и Сабатэ-Тринклера [1]. Такие циклы принято называть традиционными, они включают процессы впуска свежего заряда, сжатия, сгорания и расширения, выпуска. Как известно, ДВС обладают невысоким коэффициентом полезного действия (КПД), и потому со времен создания первого двигателя инженеры стремятся увеличить КПД любыми способами, одним из которых является эффективность использования теплоты путем совершенствования рабочего цикла. Резервы совершенствования рабочего цикла ДВС велики, так как потери составляют до 75% от энергии, которую может выделить топливо, и распределяются [2]:

- неполнота сгорания топлива – 2...25%;

- отвод тепла в систему охлаждения – 15...30%;
- отвод тепла с отработавшими газами – 20...55%;
- потери от несвоевременности подвода теплоты к циклу – 10...15%.

Однако современное двигателестроение вышло на высокий уровень разработок и дальнейшее совершенствование рабочего процесса в традиционных циклах становится уже малоэффективным.

Поэтому возникает необходимость рассматривать нетрадиционные циклы, позволяющие дополнительно использовать теплоту, отданную в систему охлаждения, и с отработавшими газами, обеспечивающие полное и качественное сгорание топлива.

Цель исследования

Целью исследования является рассмотрение ДВС с рабочим циклом по семитактовой схеме.

Материалы, методы исследования и обсуждение результатов

Двигатели с нетрадиционными рабочими циклами подробно рассмотрены в работе [3].

В данной статье предлагается ДВС с семитактным рабочим циклом, представленный на рис. 1. В основном цилиндре такого двигателя рабочий цикл протекает как в традиционном четырехтактном ДВС. На первом такте происходит впуск, на втором – сжатие, на третьем – сгорание и рабочий ход, а вот на четвертом такте отработавшие газы не отводятся из цилиндра, а направляются в дополнительный цилиндр – происходит продолженное расширение газов (рабочий ход). На пятом такте отработавшие газы сжимаются в дополнительном цилиндре и в конце сжатия подается вода. Отбирая теплоту от нагретых деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и сжатых газов, вода испаряется, и расширяющийся пар совершает полезную работу (шестой такт – рабочий ход). На седьмом такте поршень перемещается

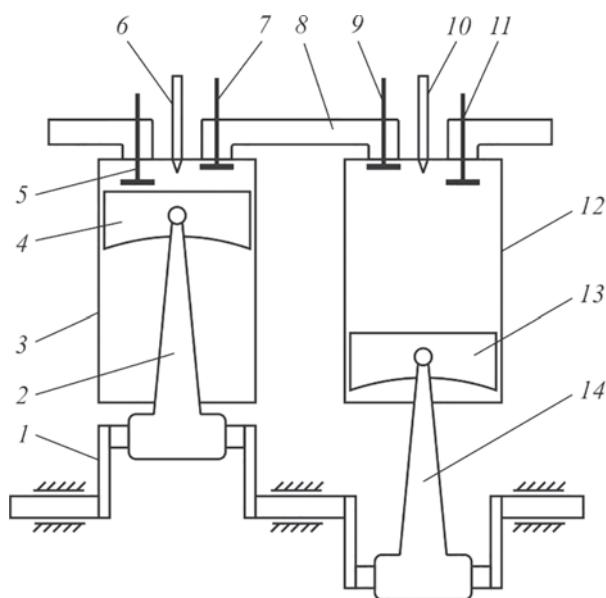


Рис. 1. Двигатель внутреннего сгорания с впрыском воды: 1 – коленчатый вал; 2, 14 – шатуны; 3 – основной цилиндр; 4, 13 – поршни; 5, 9 – впускные клапаны; 6 – форсунка подачи топлива; 7, 11 – выпускные клапаны; 8 – перепускной газоход; 10 – форсунка впрыска воды; 12 – дополнительный цилиндр

к верхней мертвой точке, вытесняя пар с отработавшими газами [4]. В последующем водяной пар отделяется от отработавших газов, очищается, конденсируется и вновь подается в цилиндр.

В результате рабочий цикл протекает за семь тактов. Но так как основной и дополнительный цилиндры работают параллельно, то весь цикл будет протекать, как и у традиционного четырехтактного ДВС за два оборота коленчатого вала, то есть 720° поворота коленчатого вала. Следовательно, у семитактного ДВС повышается эффективность рабочего цикла по сравнению с традиционным четырехтактным.

Индикаторная диаграмма семитактного рабочего цикла представлена на рис. 2. На диаграмме показаны отдельно циклы: слева – для основного цилиндра 3 (см. рис. 1) и его характерные точки обозначены индексом 1; справа – для дополнительного цилиндра 12, и его характерные точки обозначены индексом 2.

Рассмотрим процессы, происходящие в семитактном ДВС.

Процесс впуска осуществляется в период **первого такта** – такта впуска. При этом поршень движется от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней мертвой точке (НМТ). На диаграмме (см. рис. 2) этот процесс показан участком $r_2 - a_1$. Основной характеристикой качества наполнения цилиндров свежим зарядом является коэффициент наполнения, а основными параметрами, характеризующими совершенство процесса впуска, являются: подогрев заряда от нагретых деталей ΔT , давление конца наполнения p_a и температура конца наполнения T_a [5]. Причем эти параметры будут зависеть от конструктивных особенностей: газовых каналов, клапанного механизма, формы камеры сгорания и т.д., а также от давления p_0 и температуры T_0 окружающей среды.

Процесс сжатия в основном цилиндре – кривая $a_1 - c_1$ – протекает при движении поршня от НМТ к ВМТ в период **второго такта** – такта сжатия. Процесс сжатия – очень сложный процесс, носит политропный характер и сопровождается теплообменом свежего заряда со стенками ЦПГ: в начале сжатия свежий заряд получает тепло от нагретых деталей ЦПГ, а затем, нагреваясь от сжатия, передает тепло ЦПГ. Таким образом, показатель политропы в процессе сжатия постоянно изменяется от 1,5 у НМТ до 1,1 у ВМТ. Для проста-

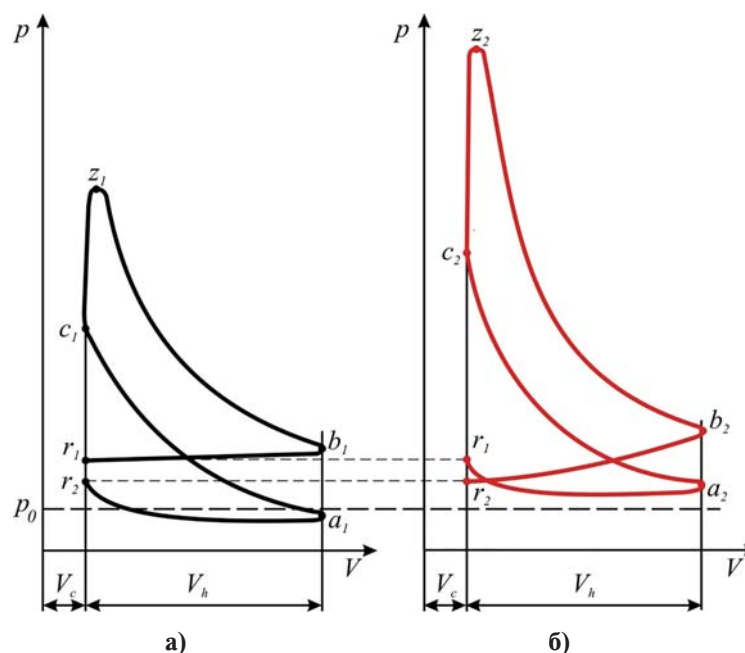


Рис. 2. Индикаторная диаграмма семитактного рабочего цикла:

a – основного цилиндра; b – дополнительного цилиндра;

p – давление; V – объем; V_c – объем камеры сгорания; V_h – рабочий объем; a_1, a_2 – конец впуска (начало сжатия); c_1, c_2 – конец сжатия; z_1 – конец сгорания; z_2 – конец парообразования; b_1 – конец расширения газов (начало перепуска газов в дополнительный цилиндр); b_2 – конец расширения пара (начало выпуска); r_1 – конец перепуска газов в дополнительный цилиндр; r_2 – конец выпуска

ты расчетов принято считать, что сжатие происходит без изменения показателя политропы n_1 с неким средним значением, величина которого обеспечивает такую же работу сжатия, как при переменном показателе n_1 . Этот показатель лежит в пределах 1,34 ... 1,42 [6].

Представление сжатия как политропного процесса с постоянным показателем политропы позволяет использовать при расчетах термодинамические зависимости:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}; \quad (1)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}, \quad (2)$$

где p_a, p_c – давления, соответственно, в начале и в конце сжатия; ε – степень сжатия; n_1 – показатель политропы сжатия; T_a, T_c – температура, соответственно, в начале и в конце сжатия.

В конце сжатия подводится теплота к рабочему телу. В термодинамических циклах считается, что подвод теплоты осуществляется при постоянном объеме (цикл Отто), либо при постоянном давлении (цикл Дизеля), либо и при постоянном объеме и при постоянном давлении (смешанный цикл – цикл Сабатэ-Тринклера). При этом основные параметры конца

сгорания определяются:

$$p_e = \lambda \cdot p; \quad (3)$$

$$T_a = T \cdot \varepsilon^{n-1} \cdot \lambda, \quad (4)$$

где p_z – давление в конце сгорания; λ – степень повышения давления; T_z – температура в конце сгорания.

Подводом теплоты к рабочему телу в действительном цикле является процесс сгорания, который начинается в конце сжатия и накладывается на процесс расширения. На индикаторной диаграмме это участок $c_1 - z_1$. В процессе сгорания химическая энергия топлива превращается в тепловую, в результате давление в цилиндре резко повышается. Процесс сгорания протекает очень сложно и основными показателями протекания процесса сгорания являются:

- давление и температура в начале воспламенения;
- концентрация топлива, воздуха и остаточных газов;
- интенсивность тепловыделения, характеризующаяся теплотой сгорания рабочей смеси;

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)},$$

где $H_{\text{раб.см}}$ – теплотой сгорания рабочей смеси; H_u – низшая теплота сгорания топлива; M_1 – количество горючей смеси; γ_r – коэффициент остаточных газов.

В результате сгорания и, как следствие, нарастания давления, начинается процесс расширения, который протекает во время **третьего такта** – такта расширения, или его еще называют – такт рабочего хода (кривая $z_1 - b_1$). Поршень при этом начинает движение к НМТ. Процесс расширения, как и процесс сжатия, является политропным процессом и в действительном цикле в начальный период происходит с подводом теплоты в результате догорания топлива. Поэтому показатель политропы расширения n_2 ниже показателя адиабаты k_2 и составляет 1,0 ... 1,15. При дальнейшем движении поршня к НМТ, догорание топлива прекращается, и рабочее тело передает тепло в стенки ЦПГ – показатель политропы становится выше показателя адиабаты и приближается к значению 1,5 ... 1,6. Также как и на линии сжатия, в расчетах кривую расширения принимают за политропу со средним постоянным показателем n_2 , который находится в пределах 1...1,30 [6].

Поэтому параметры в характерной точке b_1 индикаторной диаграммы могут быть определены по формулам политропного процесса:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}; \quad (5)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \quad (6)$$

где p_b – давление в конце расширения; δ – степень последующего расширения; n_2 – показатель политропы расширения; T_b – температура в конце расширения.

На **четвертом такте** поршень в основном цилиндре 4 (см. рис. 1) движется к ВМТ и вытесняет газы, этот процесс $b_1 - r_1$ сопровождается перепуском газов из основного цилиндра в дополнительный 12. В дополнительном цилиндре поршень 13 начинает движение к НМТ (процесс $r_1 - a_2$) – происходит продолженное расширение газов (рабочий ход в дополнительном цилиндре). Эффективность давления газов на поршень дополнительного цилиндра будет зависеть от момента открытия клапанов

перепуска газов из одного цилиндра в другой. Основными параметрами конца процесса продолженного расширения газов можно условно считать давление p_b и температуру T_b конца расширения в основном цилиндре. Однако в процессе перепуска будут иметь место гидравлические потери, потери давления через поршневые кольца, «вредное» пространство камеры сгорания и т.д. С учетом этого давление p_a и температура T_a начала сжатия в дополнительном цилиндре будут несколько меньше и соответствовать параметрам в точке a_2 .

Процесс сжатия в дополнительном цилиндре осуществляется на **пятом такте** – процесс $a_2 - c_2$ и по характеру практически не отличается от сжатия в основном цилиндре. Однако в точке a_2 температура начала сжатия выше температуры деталей ЦПГ, поэтому процесс сжатия сопровождается постоянным отводом тепла от газа в стенки ЦПГ, поэтому средний показатель политропы сжатия будет находиться в пределах 1,10 ... 1,15, а расчет основных параметров можно произвести по формулам (1) и (2), подставляя соответствующие значения параметров дополнительного цилиндра.

При таком сжатии температура газов в конце сжатия может достигать 1500 ... 1700 К, поэтому впрыснутая в этот момент вода начнет мгновенно испаряться и увеличиваться в объеме, что приведет к резкому повышению давления в цилиндре до точки z_2 на диаграмме.

Расчет основных параметров в точке z_2 можно выполнить по формулам (3) и (4). Однако необходимо учитывать, что максимальное давление в точке z_2 ограничивается конструктивными особенностями двигателя и, в первую очередь, нагрузкой и тепловой напряженностью ЦПГ. Регулируя цикловую подачу воды, можно добиться оптимальных значений давления p_z и температуры T_z в дополнительном цилиндре.

В результате повышения давления в дополнительном цилиндре поршень начинает движение к НМТ и происходит процесс расширения, то есть рабочий ход на **шестом такте** – кривая на диаграмме $z_2 - b_2$. Процесс расширения протекает аналогично процессу расширения в основном цилиндре, потому расчет его основных параметров можно выполнить по формулам (5) и (6).

Рабочий цикл семитактного двигателя, как и всех ДВС, заканчивается процессом выпуска

– *седьмой такт*. Выпуск на диаграмме показан кривой $b_2 - r_2$. Основным параметром, характеризующим совершенство процесса выпуска, является коэффициент остаточных газов, который в значительной степени зависит от давления p_r конца выпуска и в меньшей степени от температуры T_r конца выпуска [5].

Так протекает рабочий цикл семитактного двигателя. На индикаторной диаграмме (см. рис. 2) представлены только характерные точки. Для действительного цикла учитываются фазы газораспределения, выполняется так называемое скругление индикаторной диаграммы с учетом коэффициента использования теплоты и т.д. Методику скругления индикаторной диаграммы можно посмотреть в источнике [7].

Реализовать семитактный цикл можно в четырехтактном ДВС. В работе [8] рассматриваются конструктивные мероприятия по реализации на четырехцилиндровом двигателе такие возможности.

Выводы

1. Рассмотрены процессы, происходящие в семитактном двигателе. На основе рассмотренных формул выполняется тепловой расчет семитактного ДВС. Однако, вследствие того, что в расчете используются целый ряд параметров, значения которых выбираются из опытных данных, то расчету должен предшествовать обоснованный выбор этих параметров. Успешное выполнение данной задачи обеспечит точность выполнения теплового расчета и приближение расчетной индикаторной диаграммы к реальной.

2. Предварительные расчеты показали, что максимальное давление семитактного рабочего цикла ДВС может достигать до 20 МПа. Это связано с высоким давлением в конце сжатия в дополнительном цилиндре и влечет за собой существенную нагрузку и теплонапряженность ЦПГ двигателя. Однако мощность и топливная экономичность двигателя при этом повышаются, несколько снижаются максимальная температура цикла и токсичность отработавших газов за счет впрыска воды. Такие преимущества дают основания на осуществление рабочего цикла ДВС по семитактной схеме.

Литература

1. Луканин В.Н., Шatrov М.Г., Камфер Г.М., Нечаев С.Г., Иванов И.Е., Матюхин Л.М., Морозов К.А. Теплотехника / под ред. В.Н. Луканина. М.: Высшая школа, 2003. 671 с.
2. Грабовский А.А., Семенов А.А., Швецов А.В. Анализ существующих и перспективных технических решений по двигателям внутреннего сгорания // Вестник Пензенского государственного университета. 2015. № 4(12). С. 158–168.
3. Тер-Мкртчян Г.Г. Двигатели внутреннего сгорания с нетрадиционными рабочими циклами. М.: МАДИ, 2015. 80 с.
4. Бердников А.А., Титков Н.В. Двигатель внутреннего сгорания с впрыском воды // Актуальные вопросы совершенствования системы технического обеспечения: Сборник научных трудов / Пермский военный институт войск национальной гвардии. Пермь, 2016. С. 32–36.
5. Стуканов В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля. М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2005. 368 с.
6. Дизели: справочник / под общ. ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова. Л.: Машиностроение, 1977. 480 с.
7. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 2003. 496 с.
8. Бердников А.А., Нагайцев Д.С., Титков Н.В. Двигатель внутреннего сгорания с нетрадиционным рабочим циклом // Фундаментальные исследования. 2017. № 2. С. 21–25.

References

1. Lukanin V.N., Shatrov M.G., Kamfer G.M., Nechaev S.G., Ivanov I.E., Matyukhin L.M., Morozov K.A. Teplotekhnika [Thermal engineering]. Pod red. V.N. Lukanina. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 2003. 671 p.
2. Grabovskiy A.A., Semenov A.A., Shvetsov A.V. Analysis of existing and future technical solutions for internal combustion engines. Vestnik Penzenskogo gosudarstvennogo universiteta. 2015. No 4(12), pp. 158–168 (in Russ.).
3. Ter-Mkrtych'yan G.G. Dvigateli vnutrennego sgoraniya s netraditsionnymi rabochimi tsiklami [Internal combustion engines with non-traditional operating cycles]. Moscow: MADI Publ., 2015. 80 p.
4. Berdnikov A.A., Titkov N.V. Internal combustion engine with water injection. Aktual'nye voprosy sovershenstvovaniya sistemy tekhnicheskogo obespecheniya: Sbornik nauchnykh trudov [Topical issues of improving the technical support

- system: Collection of scientific papers]. Perm'skiy voennyi institut voysk natsional'noy gvardii Publ., Perm', 2016, pp. 32–36 (in Russ.).
5. Stukanov V.A. Osnovy teorii avtomobil'nykh dvigateley i avtomobilya [The fundamentals of the theory of automobile engines and automobiles]. Moscow: FORUM: INFRA-M Publ., 2005. 368 p.
 6. Dizeli [Diesels]: Spravochnik. Pod obshch. red. V.A. Vansheydta, N.N. Ivanchenko, L.K. Kollerova. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1977. 480 p.
 7. Kolchin A.I., Demidov V.P. Raschet avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley [Calculation of automobile and tractor engines]. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 2003. 496 p.
 8. Berdnikov A.A., Nagaytsev D.S., Titkov N.V. Internal combustion engine with non-traditional operating cycle. Fundamental'nye issledovaniya. 2017. No 2, pp. 21–25 (in Russ.).

PROCESSES OCCURRING IN AN ENGINE WITH AN UNCONVENTIONAL DUTY CYCLE

A.A. Berdnikov

Perm Military Institute of the Internal Troops of the Ministry of the Interior of the Russian Federation, Perm, Russia,
aa-berdnikov@mail.ru

An internal combustion engine is a thermal machine that converts thermal energy into mechanical energy. Currently, the existing engines operate in cycles of Otto, Diesel and Sabate-Trinkler. Such cycles are usually called traditional. As is known, traditional internal combustion engines do not have a high coefficient of efficiency due to large losses of heat with exhaust gases, heat removal to the cooling system, etc. The reserves of increasing the efficiency are very high. However, modern engine building has reached a high level and further improvement of the working process in traditional cycles is already ineffective. The article proposes a non-traditional seven-stroke internal combustion engine and examines the processes occurring in the cylinders of such an engine. In the main cylinder of the engine, the working cycle proceeds as in a traditional four-stroke internal combustion engine: at the first stroke, there is an intake, on the second stroke - compression, on the third - combustion and operating stroke, but in the fourth cycle the exhaust gases are not diverted from the cylinder, but are sent to an additional cylinder - there is a continued expansion of gases (operating stroke). At the fifth bar, the exhaust gases are compressed in an additional cylinder, and water is supplied at the end of the compression. Selecting heat from the heated parts of the cylinder-piston group and compressed gases, the water evaporates, and the expanding steam performs useful work (the sixth stroke is the operating stroke). At the seventh stroke, the piston moves to the top dead center, displacing the steam with the exhaust gases. Preliminary calculations showed that the maximum pressure of the seven-cycle operating cycle of the internal combustion engine can reach up to 20 MPa, this increases the power and fuel economy of the engine. The injection of water somewhat reduces the maximum cycle temperature and the toxicity of the exhaust gases. Such advantages give reason for the implementation of the working cycle of the internal combustion engine in a seven-cycle scheme.

Keywords: operating stroke, internal combustion engine, seven-cycle engine, thermal calculation.