

## О НЕКОТОРЫХ ПРОБЛЕМАХ ОРГАНИЗАЦИИ ТЕПЛОвого ПРОЦЕССА БЫСТРОХОДНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

*Р.В. Русинов, проф., И.М. Герасимов, доц., И.Р. Русинов, ассистент; кафедра колесных и гусеничных машин СПГПУ*

В статье делается попытка проведения расчетного анализа эффективности тепловых циклов с определением оптимальных сочетаний степени сжатия и максимального давления сгорания. Данная задача рассмотрена с использованием так называемых идеальных циклов. Рассмотрены два варианта сочетаний параметров циклов.

Авторы предлагают организовать более эффективный цикл быстроходного дизеля с условием, что давление конца процесса сжатия рабочего тела будет практически совпадать с достаточно высоким максимальным давлением сгорания топлива.

В области дизелестроения идет непрерывный процесс совершенствования поршневых двигателей внутреннего сгорания, в том числе затрагивающий и такой важный фактор, как экономичность их работы.

Значительный прогресс в повышении КПД и улучшении экономичности судовых малооборотных дизелей [1] побуждает к поиску резервов, использование которых позволило бы улучшить параметры дизелей других типов и назначения. Для быстроходных дизелей транспортного назначения эффективный КПД в лучшем случае равен 40–42 %, и дальнейший его рост крайне осложнен трудностью организации высокоэффективного теплового цикла.

Дело в том, что в быстроходных дизелях общая продолжительность впрыска топлива в их цилиндры оказывается соизмеримой по времени с периодом задержки самовоспламенения (периодом индукции) топлива. В связи с этим относительно большая по объему порция топлива, подаваемая за период индукции и воспламеняющаяся одновременно, вызывает значительный мгновенный рост давления; кстати говоря, последующие порции топлива, при уже начавшемся тепловом процессе, сгорают по мере поступления.

Таким образом, в несколько упрощенной аналогии, в конце процесса сжатия в быстроходных дизелях имеет место скачок давления (линия «с–у» на рис.), а затем сгорание топлива в цилиндрах двигателей осуществляется при

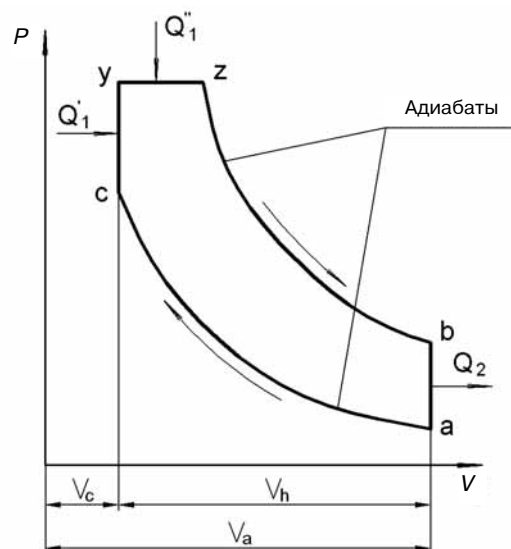
более или менее постоянном давлении (линия «y–z»).

Естественно, что мгновенное повышение давления (тем большее, чем больше  $Q'_1$ ) способствует повышению эффективности теплового цикла, однако оно отрицательно сказывается на надежности работы двигателей.

Помимо повышенного (максимального) давления сгорания, увеличению экономичности двигателей способствует и степень предварительного сжатия рабочего тела.

В связи с подобной комплексной зависимостью, представляется целесообразной попытка проведения расчетного анализа эффективности тепловых циклов с определением оптимальных сочетаний указанных выше факторов, т. е. степени сжатия и максимального давления сгорания.

В связи со сложностью численной оценки вариантов непосредственно рабочих параметров реальных циклов двигателей рассмотрим поставленную задачу с использованием так называемых идеальных циклов [2], в которых не учитываются процессы, непосредственно не связанные с самим принципом термодинамического преоб-



**Рис. Идеальный цикл быстроходного дизеля:**

$p$  — давление в цилиндре;  $V$  — объем цилиндра;  $V_c$  — объем камеры сгорания;  $V_h$  — рабочий объем цилиндра;  $V_a$  — полный объем цилиндра;  $Q'_1 + Q''_1 = Q_1$  — теплота, подводимая к рабочему телу;  $Q_2$  — отводимая теплота

разования потенциальной энергии топлива в механическую работу.

Применительно к ним рассмотрим два варианта сочетаний параметров циклов.

В первом варианте, для случая уже реально достигнутого в практике максимального давления сгорания  $p_z = 11,8$  МПа, примем начальное (рис., точка *a*) давление сжатия рабочего тела (воздуха)  $p_0 = 0,098$  МПа, и его начальную температуру  $T_a = 290$  К, показатели адиабат процессов сжатия и расширения  $k = 1,3$ ; теплоемкость воздуха при постоянном объеме  $c_v = 0,17$  ккал/кг · град и при постоянном давлении  $c_p = 0,23$  ккал/кг · град.

Общий подвод теплоты  $Q'_1 + Q''_1 = Q_1$  к рабочему телу (рис.) примем равным 410 ккал/кг воздуха исходя из значения коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 1,7$  при сгорании топлива.

Сущность самого анализа при этом заключается в том, чтобы в зависимости от задаваемой степени сжатия  $\epsilon$  и при неизменном максимальном давлении сгорания  $p_z$  оценить доли теплот, подводимых в цикле при постоянном объеме ( $Q'_1$ ) и постоянном давлении ( $Q''_1$ ) с дальнейшим расчетом получаемого при этом термического КПД  $\eta_t$  цикла.

Все расчетные данные, основанные на уравнениях адиабаты ( $pV^k = \text{const}$ ) и состояния идеального газа Клапейрона ( $pV = GRT$ ), таковы:

- температура рабочего тела в конце процесса сжатия (точка «с» на рис.)  $T_c = T_a \epsilon^{k-1}$ ;
- давление  $p_c = p_a \epsilon^k$ ;
- степень повышения давления  $\lambda = p_z/p_c = T_y/T_c$ ;
- температура  $T_y = T_c(p_z/p_c) = Q'_1/c_v + T_c$ ;
- подводимая в цикле теплота  $Q'_1 = c_v(T_y - T_c)$ ;
- $Q''_1 = Q_1 - Q'_1$ ;  $T_z = Q''_1/c_p + T_y$ ;
- степень предварительного расширения  $\rho = T_z/T_y$ ;  $p_y = p_z = \lambda p_c$ .

Для случая подвода теплоты только

- при постоянном объеме ( $Q''_1 = 0$ ) —  $\eta_t = 1 - 1/\epsilon^{k-1}$ ;
- при постоянном давлении ( $Q'_1 = 0$ ) —  $\eta_t = 1 - 1/\epsilon^{k-1} \cdot (\rho^k - 1)/k(\rho - 1)$ ;
- для «смешанного» цикла —  $\eta_t = 1 - 1/\epsilon^{k-1} \cdot (\lambda \rho^k - 1)/[(\lambda - 1) + k(\rho - 1)]$ .

Как видно по результатам расчета (табл. 1), термический КПД растет по мере роста степени сжатия, несмотря на убыль  $Q'_1$ , достигая максимального значения при  $Q'_1 = 0$ .

При этом, если принять значение эффективного КПД реального транспортного двигателя  $\eta_e = 0,40$ , механического КПД  $\eta_m = 0,85$  (индикаторный КПД  $\eta_i = \eta_e/\eta_m = 0,40/0,85 = 0,47$ ), то, к примеру, при значении  $\eta_t = 0,59$  и относительном КПД  $\eta_0 = \eta_i/\eta_t = 0,47/0,59 = 0,80$ , эффективный КПД реального двигателя мог бы составить  $\eta_e = \eta_m \cdot \eta_0 \cdot \eta_t = 0,85 \cdot 0,80 \cdot \eta_t = 0,68\eta_t$ .

Общее изменение  $\eta_e$  при рассматриваемых  $\epsilon$  лежит в пределах от 0,353 до 0,405, составляющих величину до 11,5 %, что, при расходе топлива на номинальном режиме работы современных транспортных дизелей 211 г/кВт · ч, дает ощутимую разницу в 24,2 г/кВт · ч.

Во втором варианте расчета, исходя из традиционного при конструировании двигателей принципа изначального задания степени сжатия, примем  $\epsilon = 18$ .

При прежних начальных условиях и расчетных значениях  $T_c = 690$  К и  $p_c = 4,2$  МПа и при согласованных комбинациях  $Q'_1$  и  $Q''_1$ , результаты расчета параметров циклов представлены в табл. 2.

В данном случае, как и следовало ожидать, и термический и эффективный КПД двигателя уменьшаются по мере уменьшения  $Q'_1$ , а их предельные значения не достигают таковых первого варианта; в то же время при наибольшей

Таблица 1

**Параметры идеальных циклов при неизменном максимальном давлении сгорания**

| № п/п | $\epsilon$ | $T_c$ , К | $p_c$ , кгс/см <sup>2</sup> /МПа | $T_y$ , К | $Q'_1$ , ккал/кг | $Q''_1$ , ккал/кг | $T_z$ , К | $\rho$ | $\lambda$ | $\eta_t$ | $\eta_e$ | $\alpha^\circ$ , ПКВ | $t$ , мс |
|-------|------------|-----------|----------------------------------|-----------|------------------|-------------------|-----------|--------|-----------|----------|----------|----------------------|----------|
| 1     | 11,5       | 603       | 29,9/2,34                        | 3028      | ~ 410            | 0                 | 3028      | 1      | 5,02      | 0,519    | 0,353    | 0                    | 0        |
| 2     | 15         | 654       | 33,8/3,31                        | 2322      | 284              | 126               | 2870      | 1,24   | 3,55      | 0,551    | 0,375    | 3,08                 | 0,17     |
| 3     | 20         | 712       | 49,1/4,81                        | 1740      | 175              | 235               | 2762      | 1,59   | 2,44      | 0,575    | 0,391    | 5,59                 | 0,31     |
| 4     | 25         | 762       | 65,7/6,44                        | 1392      | 107              | 303               | 2709      | 1,95   | 1,83      | 0,587    | 0,400    | 7,12                 | 0,40     |
| 5     | 30         | 805       | 83,2/8,16                        | 1161      | 60,5             | 349,5             | 2681      | 2,31   | 1,44      | 0,591    | 0,402    | 8,15                 | 0,45     |
| 6     | 35         | 843       | 101,7/9,97                       | 995       | 25,8             | 384,2             | 2665      | 2,68   | 1,18      | 0,595    | 0,405    | 9,00                 | 0,50     |
| 7     | 39,7       | 876       | 119,8/11,7                       | 877       | ~ 0              | 410               | 2660      | 3,03   | ~ 1,0     | 0,595    | 0,405    | 9,45                 | 0,53     |

**Параметры идеальных циклов при неизменной степени сжатия**

| № п/п | $Q'_1$ , ккал/кг | $Q''_1$ , ккал/кг | $T_1$ , К | $T_2$ , К | $\lambda$ | $p_y = p_z$ , кгс/см <sup>2</sup> /МПа | $\rho$ | $\eta_i$ | $\eta_e$ |
|-------|------------------|-------------------|-----------|-----------|-----------|--|--------|----------|----------|
| 1     | 410              | 0                 | 3102      | 3102      | 4,50      | 193,0/18,9                             | 1      | 0,580    | 0,394    |
| 2     | 300              | 110               | 2455      | 2933      | 3,56      | 152/14,9                               | 1,19   | 0,577    | 0,392    |
| 3     | 200              | 210               | 1867      | 2780      | 2,71      | 116/11,4                               | 1,49   | 0,566    | 0,385    |
| 4     | 100              | 310               | 1278      | 2626      | 1,85      | 79,2/7,8                               | 2,05   | 0,552    | 0,375    |
| 5     | 0                | 410               | 690       | 2473      | 1,00      | 42,8/4,2                               | 3,58   | 0,468    | 0,320    |

эффективности максимальное давление сгорания топлива «зашкаливает» чуть ли не за 19,6 МПа.

Таким образом, очевидно явное преимущество первого варианта с максимальным значением степени сжатия.

Так, эффективный КПД теплового цикла в лучшем случае первого варианта по сравнению со вторым, естественно, ограниченным давлением сгорания 11,8 МПа, составляет 0,405 против 0,386, что соответствует разнице в удельном расходе топлива в 22,1 г/кВт·ч.

Следует, однако, заметить, что организация по первому варианту теплового цикла быстроходного двигателя весьма затруднительна, поскольку, в частности, топливовпрыскивающая аппаратура традиционного типа не может обеспечить необходимой характеристики топливоподачи.

В связи с этим рассмотрим некоторые хотя и не очень простые, но представляющиеся практически возможными пути решения поставленной задачи формирования более совершенного рабочего процесса быстроходных дизелей.

Известно, что минимальная «запальная» доля дизельного топлива в газодизелях, обеспечивающая начальное самовоспламенение газа в цилиндрах двигателей, составляет 3–5 % от номинальной подачи газа (в тепловом эквивалентном переводе на дизельное топливо). Поэтому при реальной возможности организации аналогичного по «форме» чисто дизельного цикла подача подобной малой доли за период индукции топлива, вызывающей относительно невысокий рост «мгновенного» давления, в дальнейшем должна сопровождаться подачей основной порции топлива на линии постоянного давления, кстати говоря, в весьма сжатые сроки.

К примеру, 5 % от номинальной производительности топливовпрыскивающего насоса высокого давления при удельном расходе топлива

211 г/кВт·ч составит 10,5 г/кВт·ч, что в нашем случае соответствует 1/20 доли от общего количества подводимой в цикле теплоты 410 ккал/кг, то есть  $Q'_1 = 20,5$  ккал/кг воздуха.

В свою очередь, последняя величина соответствует степени сжатия рабочего тела  $\epsilon \approx 36$ , которая несущественно отличается от предельного значения  $\epsilon = 39,7$  (табл. 1).

Далее, для оценки требующейся продолжительности подачи топлива во второй период впрыска определим ее долю в единицах «хода» поршня, учитывая, что  $V_c = V_y$ :

$$h = \frac{V_z - V_y}{V_a - V_c} = \frac{\rho V_y - V_y}{V_y(\epsilon - 1)} = \frac{\rho - 1}{\epsilon - 1}.$$

Поскольку единичный ход поршня соответствует 180° ПКВ двигателя, то в соответствии с величинами  $\rho$  и  $\epsilon$  (см. табл. 1, поз. 7) искомая продолжительность впрыска составит  $\alpha = h \cdot 180^\circ = (3,03 - 1)/(39,7 - 1) = 9,45^\circ$  ПКВ или по времени 0,53 мс при 3000 об/мин коленчатого вала двигателя.

В общем итоге представляется практически возможным организовать значительно более эффективный цикл быстроходного дизеля с условием, что давление конца процесса сжатия рабочего тела будет практически совпадать с достаточно высоким максимальным давлением сгорания топлива.

При этом, однако, потребуются обеспечить так называемую двойную топливоподачу — первоначально с впрыском достаточно хорошо распыленного топлива в количестве 3–5 % от номинальной цикловой подачи и, спустя время, соответствующее периоду задержки самовоспламенения топлива, в сжатые сроки впрыснуть в цилиндры двигателя вторую, основную порцию топлива, начиная с положения поршней в верхней мертвой точке.

Естественно, вторая порция распыленного топлива должна попасть в интенсивно турбу-

лизованный воздушный заряд цилиндра для возможности его максимального использования.

Само собой разумеется, что переход от стадии самовоспламенения топлива к «непрерывному» сгоранию последующей порции топлива весьма непрост, и потому возможность полной или частичной реализации приведенных выше теоретических рассуждений предварительно должна быть установлена путем лабораторной проверки.

#### Литература

1. *Обозов А.А.* Интеллектуальный двигатель производства ОАО «Брянский машиностроительный завод» — взгляд в будущее // *Двигателестроение*. — № 4. — 2003. — С. 31–34.
2. *Русинов Р.В.* Двигатели автомобилей и тракторов. СПб.: СПГПУ (Санкт-Петербургский государственный политехнический университет), 2003. — С. 16–18.

### НА ДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЬНЫХ ЗАВОДАХ РОССИИ

#### ЗАО УК БМЗ ПРОДОЛЖАЕТ ВЫПУСК СЕРИИ ГЛАВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ ЮЖНОЙ КОРЕИ

В конце мая месяца 2006 г. в Южной Корее успешно прошли ходовые испытания танкера для перевозки сырой нефти «Baltic Merchant» (рис. 1), построенного на судовой верфи «Hyundai Mipo Dockyard Co., Ltd» (HMD). Судно оснащено главным двигателем типа 7S50MC-C, изготовленным на Брянском машиностроительном заводе (ЗАО УК БМЗ), входящем в ЗАО «Трансмашхолдинг». Это уже четвертое судно, изготовленное HMD, оборудованное дизелем Брянской постройки. Ниже приведены некоторые спецификационные параметры этого двигателя.



Рис. 1. Танкер «Baltic Merchant» перед выходом на ходовые испытания

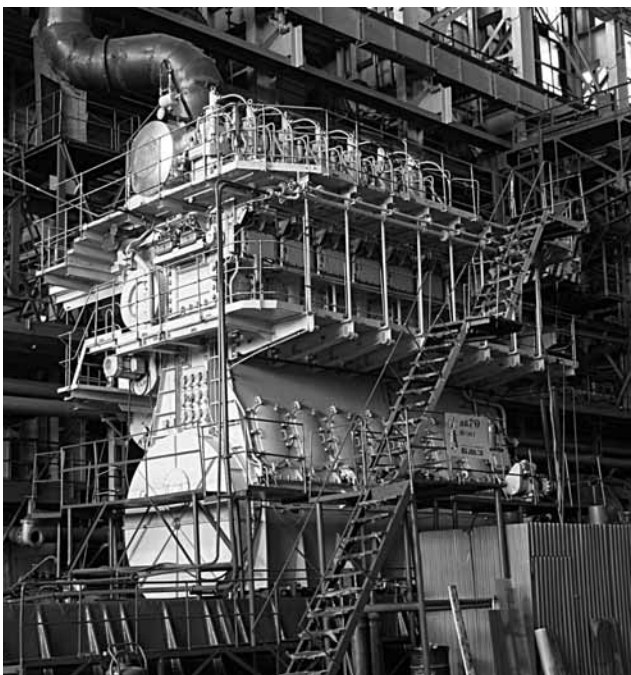


Рис. 2. Главный двигатель 7S50MC-C на стенде завода

|   |       |
|---|-------|
| Максимальная длительная мощность, кВт   | 11060 |
| Частота вращения, об/мин  | 127   |
| Среднее эффективное давление цикла, МПа   | 1,90  |
| Максимальное давление сгорания, МПа   | 15,1  |
| Удельный эф. расход топлива, г/кВт·ч  | 171   |
| Удельный средневзвешенный выброс NO <sub>x</sub> по винтовой характеристике (при норме 17,0), г/кВт·ч | 12,8  |

Главный двигатель 7S50MC-C (рис. 2) был изготовлен под надзором классификационного общества DNV, имеет экологический Сертификат EIAPP о соответствии требованиям Международной конвенции MARPOL 73/78 (Прил. VI, Правило 13).

*Информация предоставлена А.А. Обозовым  
ОКД дизельного производства ЗАО УК БМЗ*