

Анализ динамики пуска двигателя внутреннего сгорания тороидального типа

В данной статье рассмотрен процесс пуска тороидального двигателя внутреннего сгорания, при этом процесс горения топлива моделируется функцией Вибе. В рамках идеализированной модели разработан алгоритм расчета работы двигателя с выходом на стационарный режим. Перемешивание рабочих тел рассматривается как смесь идеальных газов. Получены результаты расчетов по выходу двигателя внутреннего сгорания в стационарный режим при различных временах горения и оборотах двигателя. С целью улучшения работы двигателя и увеличения его КПД предложена модернизация золотникового механизма, приведены ее результаты. Показано, что при действующей конструкции двигателя внутреннего сгорания с использованием бензовоздушной смеси, характерное время сгорания которой лежит в диапазоне от 0,001 до 0,003 с на малых оборотах (до 3 000 об/мин), топливо успевает сгореть в фазе, в которой полость золотника не изолирована от камеры статора. При увеличении частоты вращения ротора время горения становится больше указанной фазы. Однако вследствие расширения рабочего тела после прохождения верхней мертвой точки происходит падение температуры и давления до значений, при которых горение прекращается. При уменьшении объема полости золотника на 20 % горение продолжается на протяжении всего цикла.

Ключевые слова: *двигатель внутреннего сгорания, пуск двигателя, тепловыделение, установившийся режим.*

Термодинамические параметры цикла работы рассматриваемого двигателя внутреннего сгорания (ДВС) [1] зависят от условий сгорания топлива в предыдущем цикле. Ранее были получены аналитические формулы [2] для вычисления указанных параметров в режиме установления (рабочий режим). В случае пуска ДВС, когда значения давления и температуры газа в полости золотника равны атмосферным (давление $\tilde{P}_6 = P_a$, температура $\tilde{T}_6 = T_a$), режим работы двигателя характеризуется незамкнутыми циклами (с изменяющимися от цикла к циклу термодинамическими параметрами) с последующим выходом на стационарный режим [3]. Для моделирования этого процесса был разработан программный код, позволяющий вычислять процесс изменения термодинамических величин при переходе от пуска двигателя к рабочему режиму. В начальном цикле значения термодинамических характеристик газа в полости золотника задавались атмосферными, затем их значения вычислялись по законам соответствующих процессов для каждой из фаз цикла. В следующем цикле для давления и температуры газа в полости золотника в момент смешения с газом в статоре задавались вычисленные величины P_6 и T_6 . Численная процедура повторялась до момента установления процессов P и T . В программном

коде предусмотрено включение блока воспламенения топливовоздушной смеси при достижении критической температуры (температуры воспламенения $T_{кр} = 800$ K) в фазе смешения газов статора в полости золотника. Блок-схема программного кода представлена на рис. 1. Программа реализована в среде Mathcad [4] с использованием блоков программы [5].

Результаты моделирования процесса пуска и перехода в рабочий режим ДВС показали, что указанный процесс устанавливается через 3–5 циклов после пуска. На рис. 2 показаны значения давления и температуры на каждом из десяти циклов. Видно, что наиболее сильные изменения термодинамических параметров происходят на первом цикле.

Построенные диаграммы P – V для первых десяти циклов после пуска показали, что в первом цикле воспламенение топливовоздушной смеси происходит в фазе сжатия рабочих тел 1 и 2 (PT1 и PT2) после их смешения (фаза смешения 3–4 на диаграммах), в то время как (начиная со второго цикла после пуска ДВС) процесс воспламенения смещается в точку смешения газа статора и газа из полости золотника. В обоих случаях PT2 не совершает положительной работы. На рис. 3 представлены диаграммы P – V PT1 для первого цикла после запуска ДВС (штриховая линия, номера точек обозначены белыми циф-

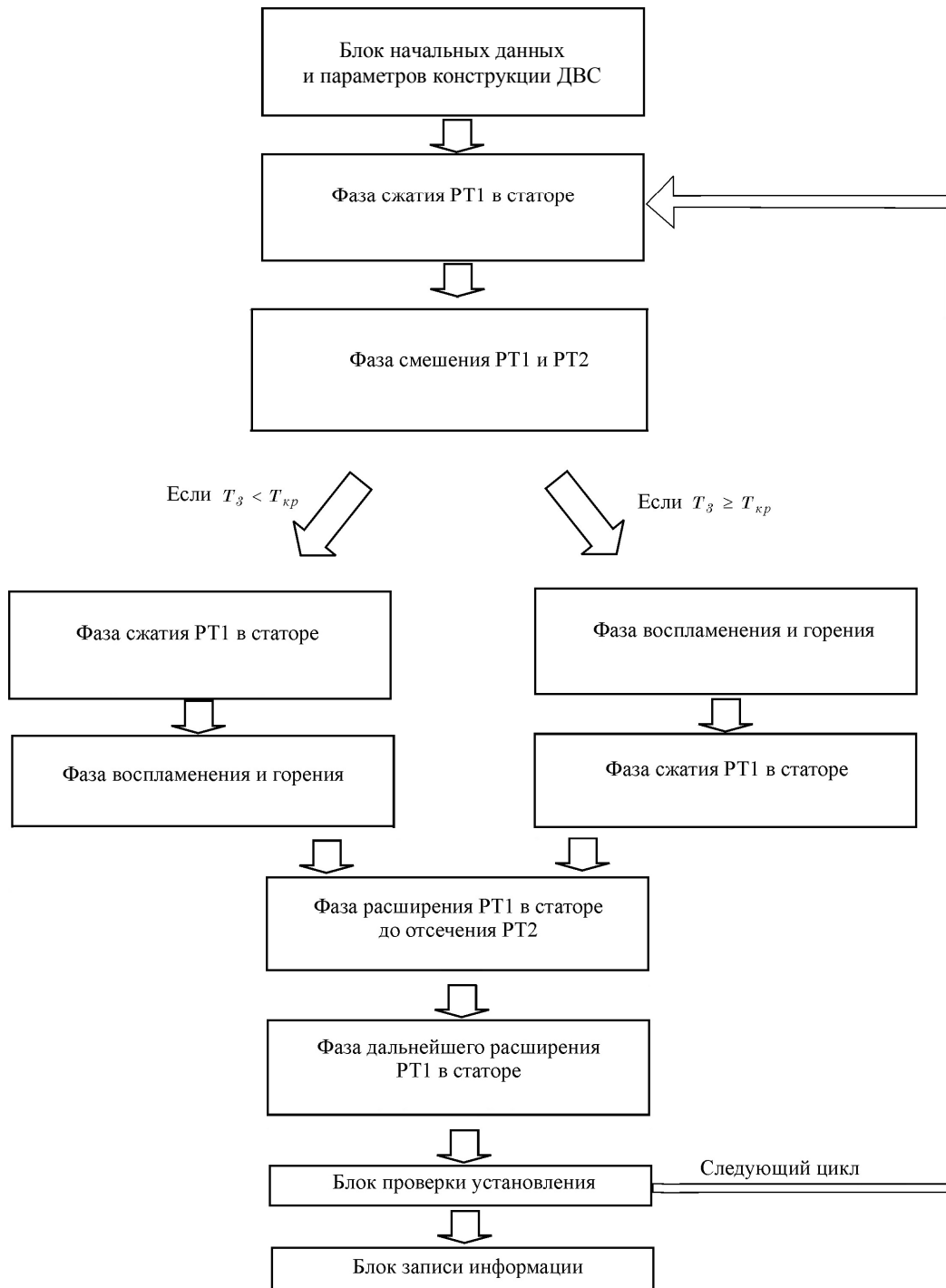


Рис. 1. Блок-схема программного кода для моделирования процесса пуска и перехода в рабочий режим ДВС

рами на черных маркерах) и цикл работы ДВС в режиме установления (сплошная линия, номера точек показаны черными цифрами на белых маркерах). Отметим, что в реальном двигателе в момент холодного запуска, если величина зазоров такова, что значения давления и температуры в фазе сжатия 3–4 не достаточны для воспламенения, то первый цикл будет иметь вид, аналогичный представленному на рис. 4. В этом случае

РТ2 будет совершать дополнительную дополнительную работу. Отметим также, что значения давления и температуры в первом цикле после пуска ДВС ниже, чем значения этих характеристик в рабочем режиме. Как следствие, мощность ДВС при запуске будет ниже, чем в рабочем режиме [5–7].

Анализ идеализированного цикла работы ДВС в рамках модели мгновенного сгорания

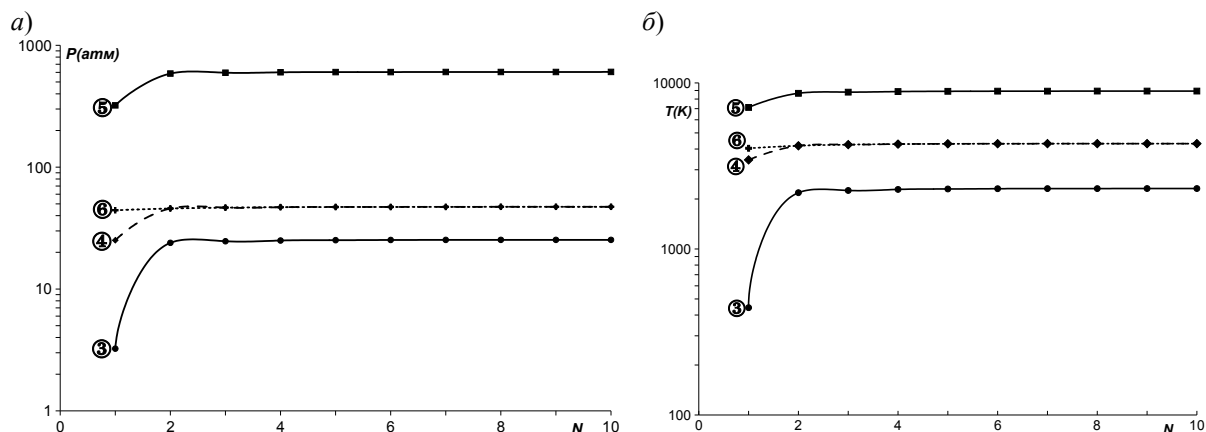


Рис. 2. Изменение давления (а) и температуры (б) в процессе пуска и перехода ДВС в рабочий режим:
 N – номер цикла после пуска

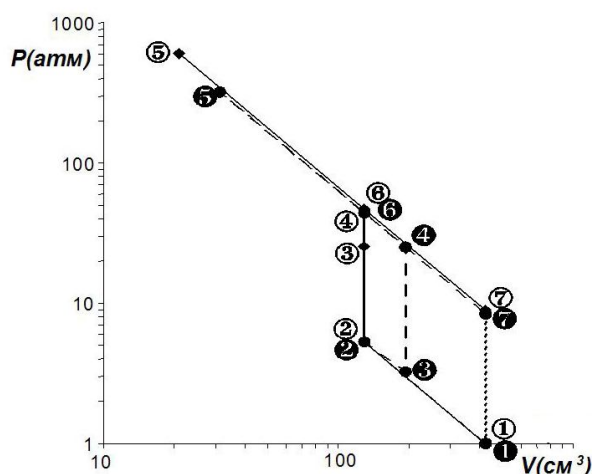


Рис. 3. Диаграммы P – V для первого цикла РТ1 после запуска ДВС и цикл работы ДВС в режиме установления

топлива позволяет сформулировать следующие выводы:

1. Зазоры в конструкции между поршнем и корпусом, а также поршнем и золотником значительно ухудшают качество топливовоздушной смеси и уменьшают положительный момент на поршень, что ведет к понижению мощности двигателя.

2. Высокая степень сжатия рабочего тела ДВС приводит к значительному перетоку газов, преждевременному воспламенению топливовоздушной смеси, а также к значительным потерям на трение.

3. Преждевременное воспламенение топливовоздушной смеси (до фазы верхней мертвой точки – ВМТ) не позволяет использовать энергию РТ2 для совершения полезной работы. В этом случае цикл РТ2 с максимальным давлением оказывается только затратным, поскольку потери на трение растут с ростом давления.

Пути оптимизации рассматриваемого ДВС:

- исключение возможности преждевременного воспламенения ТВС;
- снижение перетоков газа через зазоры;
- использование энергии РТ2 для положительной работы.

Первые два из указанных направлений могут быть реализованы путем понижения максимального давления в рабочем цикле. В случае если таким способом удастся обеспечить воспламенение топливовоздушной смеси в ВМТ, РТ2 будет совершать положительную работу. Однако без изменения конструкции золотника, когда РТ1 и РТ2 разделены, находящееся в его полости РТ2 будет содержать значительную часть внутренней энергии. Эта энергия в такой конструкции не используется для совершения непосредственной положительной работы (при увеличении объема РТ1). Один из вариантов изменения конструкции

для оптимизации работы ДВС представляется в виде, изображенном на рис. 4.

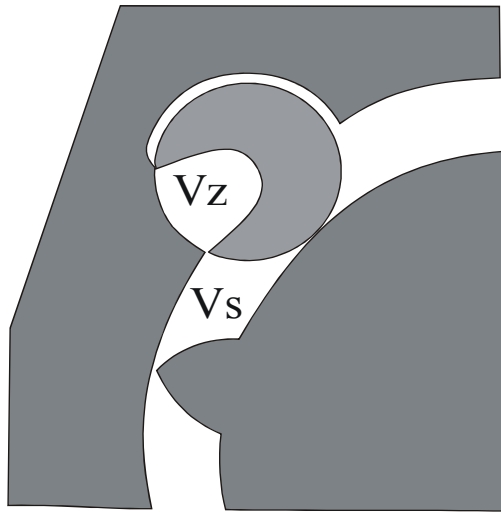


Рис. 4. Схема модификации золотника (между статором и золотником выполнен зазор)

Путем создания дополнительного канала (по ширине меньшего, чем ширина статора и золотника, для обеспечения жесткости конструкции), который позволит сохранить связи РТ1 и РТ2 до начала выхлопа и до начала смещения РТ1 следующего цикла с РТ2, можно, во-первых, более полно использовать внутреннюю энергию РТ2, а во-вторых, существенно понизить давление и температуру РТ2 в момент смещения с РТ1 в фазе 2–3. В рамках принятых обозначений объемов [2] это означает, что $V_r = V_v$. В этом случае диаграммы P – V рабочего режима будут иметь вид, представленный на рис. 5. Значения термодинамических параметров представлены в таблице.

Видно, что в этом случае величина максимальных давления (203 атм) и температуры (4 500 К) ниже, чем в типах ДВС, рассмотренных ранее. Как следствие, в таком ДВС в силу более низкого давления РТ1 и РТ2 значительно уменьшатся потери на трение и потери, обусловленные перетоками газа через

зазоры (что, как отмечалось выше, снижает качество топливовоздушной смеси и может привести к преждевременному воспламенению). Кроме того, очевидно, что КПД цикла, изображенного на рис. 5, выше, чем до модернизации. На рисунке рабочий цикл РТ1 (1-2-3-4-5-6-7) обозначен сплошной линией, а РТ2 (3-4-5-2) – штрихпунктирной. Значения термодинамических характеристик в точках 1–7 приведены в таблице.

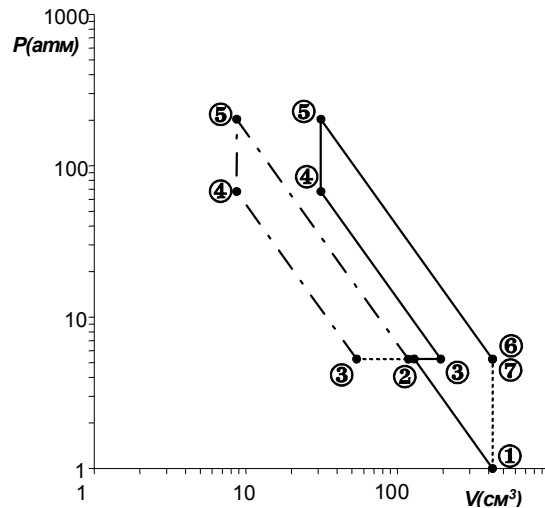


Рис. 5. Рабочий цикл РТ1 и РТ2 в ДВС с предложенной модификацией конструкции

Как показали расчеты, в цикле работы ДВС в режиме установления, в отличие от циклов до модернизации, совершаемая РТ1 работа при пуске модифицированного ДВС больше, чем в установившемся режиме. Однако среднее за цикл давление меньше, что свидетельствует о меньшей мощности в указанном режиме.

Как уже отмечалось выше, энергия РТ2 в действующей конструкции не используется для совершения непосредственной положительной работы (при увеличении объема РТ1). В идеализированном цикле эта энергия переносится без потерь в следующий цикл

Термодинамические параметры рабочих тел

Номер точки	РТ1			РТ2		
	$V, \text{см}^3$	$P, \text{атм}$	$T, \text{К}$	$V, \text{см}^3$	$P, \text{атм}$	$T, \text{К}$
1	424	1	300	–	–	–
2	129	5,29	482,872	–	–	–
3	193,2	5,285	722,605	53,8	5,285	722,605
4	31,3	67,604	1 496,773	8,7	67,604	1 496,773
5	31,3	202,934	4 493	8,7	202,934	4 493
6	424	5,28	1 584,021	118	5,28	1 584,021
7	424	5,28	1 584,021	–	–	–

(при смешении газов полости золотника и статора), обеспечивая увеличение давления и температуры РТ1 и его воспламенения (в рабочем режиме). В конструкции ДВС с $V_s < V_r$ энергия РТ2 будет также тратиться на дополнительное сжатие РТ1.

Отметим также, что в реальном ДВС время сгорания топлива сопоставимо со временем цикла. Как следствие, температура и давление достигают своих максимальных значений не в момент воспламенения, а значительно позже (по оценкам ОАО «ОКБ «Моторостроение»», примерно через 0,0003–0,001 с). Очевидно, что указанный эффект существенно влияет на величину КПД и его необходимо учитывать.

Для учета процесса горения топливовоздушной смеси используется модель параметризации тепловыделения при горении в виде функции Вие (Wiebe) [8, 9]:

$$\tilde{q}(t) = \int_{t_0}^{\infty} q \cdot f(t) dt = q \left[1 - \exp \left\{ -\alpha \left(\frac{t - t_0}{\tau} \right)^a \right\} \right],$$

где α и a – коэффициенты модели (взяты значения 3 и 5 соответственно, используемые в других работах для ДВС с использованием бензовоздушной смеси); τ – время горения топливовоздушной смеси (в расчетах $\tau = 0,001 \dots 0,003$ с, согласно оценкам, выполненным в ОАО «ОКБ «Моторостроение»»); q – количество выделившейся теплоты за период горения.

Вид функции тепловыделения $q(t)$ с указанными значениями коэффициентов и времени τ показан на рис. 6.

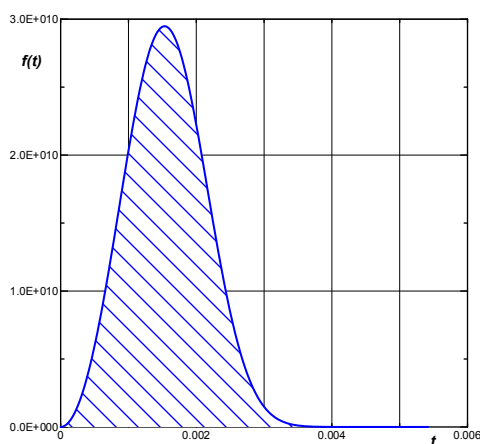


Рис. 6. Вид функции $f(t)$ для параметризации тепловыделения

Модуль учета горения в программном коде включался при условии достижения тем-

пературы выше критической ($T_{кр} = 800$ К). Поскольку в рамках используемого приближения не учитывался механизм диссоциации молекул, обеспечивающий стабилизацию температуры газа при горении, то в расчетах (и на приведенных графиках) значения температуры превышают температуру горения.

На рис. 7 представлены результаты моделирования процессов запуска и установления рабочего режима ДВС при различных параметрах модели для частоты вращения ротора 2 000 об/мин, $\tau = 0,001$ с. Показаны первые пять циклов. На рисунке значения давления РТ1 и РТ2, величина объемов РТ1 и РТ2, тепловыделение (заштрихованный график) указаны в зависимости от угла поворота. Для пятого цикла значение термического КПД

$$\eta = 1 - \frac{Q_1}{Q_2} = 1 - \frac{\int_{S_a}^{S_v} T(S) dS}{(T_v + T_a)(S_v - S_a) / 2}.$$

Здесь индекс a соответствует началу цикла, индекс v – концу.

На рис. 7 приведены значения давления РТ1 и РТ2, величина объемов РТ1 и РТ2, тепловыделение. Стрелками показаны значения среднего (за рабочий цикл) давления РТ1 $\langle P_1 \rangle$. Видно, что при этих параметрах в первом цикле воспламенение РТ происходит в области ВМТ, во втором и последующих циклах – в момент смешения РТ1 и РТ2. Для более длительного времени горения фазы воспламенения не меняются. Однако в отличие от рассмотренного выше режима расчет с $\tau = 0,003$ показывает, что в первом цикле в фазе расширения РТ (вплоть до разделения РТ1 и РТ2) происходит повышение температуры и давления. В рабочем режиме (в режиме установления) для $\tau = 0,003$ рост температуры и давления более монотонный. Величина КПД с ростом τ растет, в то время как среднее давление падает. Увеличение полости золотника на 20 % приводит к тому, что температура РТ1 и РТ2 на протяжении всего цикла не превышает критическую и горение отсутствует. Уменьшение на 20 % объема полости золотника при неизменном объеме полости между статором и ротором приводит к уменьшению V_m , повышению КПД и среднего давления.

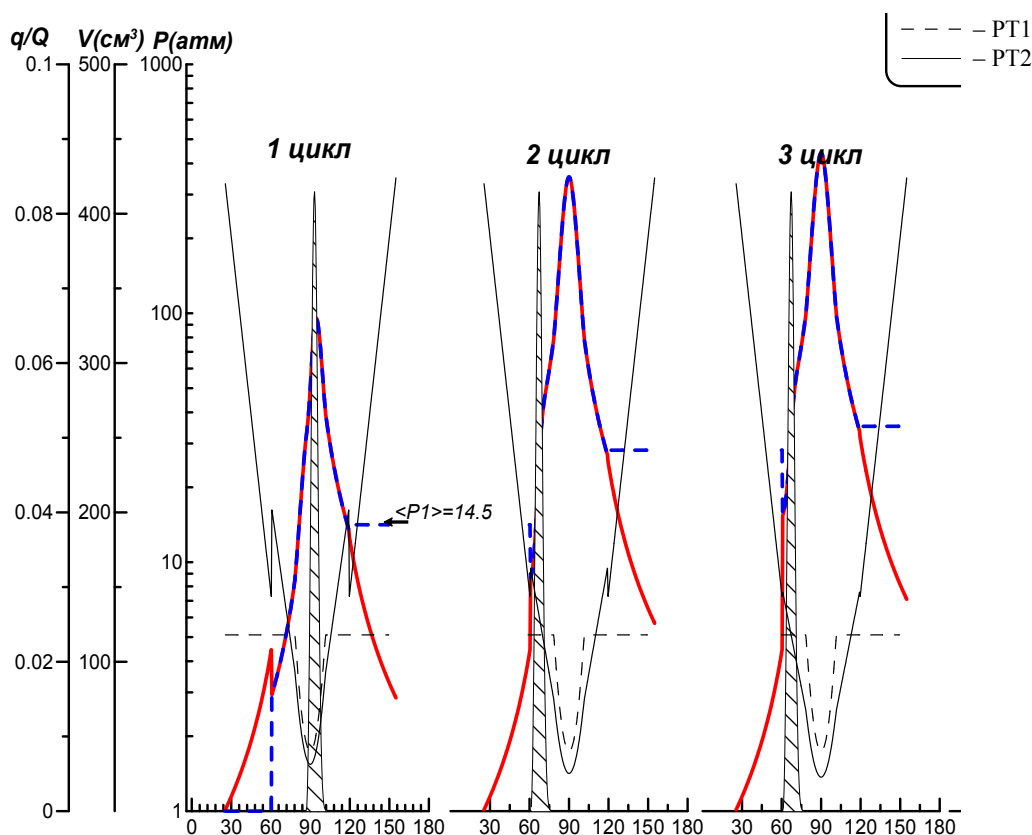


Рис. 7. Распределение давления PT1 и PT2, тепловыделения и объемов PT1 и PT2 (частота 2 000 об/мин; $\tau = 0,001$ с, $Q = 44$ МДж/кг)

Предварительные оценки показывают, что при заданном диапазоне времени горения топливовоздушной смеси процесс горения ограничивается одним циклом в фазе, когда PT1 и PT2 смешаны. При увеличении частоты вращения ротора время горения становится больше фазы смешанного состояния PT1 и PT2. Однако вследствие сильного расширения PT1 и PT2 в фазе за ВМТ происходит падение температуры и давления до значений, при которых горение прекращается. В этом случае величина среднего давления оказывается существенно меньше, чем в режимах, рассмотренных выше, в то время как значение КПД оказывается равным $\sim 0,6$. В этом случае горение не прерывается, а для PT2 в рабочем режиме оно продолжается на протяжении всего цикла.

На рис. 7 обозначено: давление PT1, давление PT2, объем PT1, объем PT2; заштрихованная область – тепловыделение q/Q . Стрелкой на графиках показано среднее давление.

Отметим в заключение, что особенностью рассматриваемой конструкции ДВС [10, 11] является то, что PT2 представляет собой «аккумулятор» энергии (переносит ее от преды-

дущего цикла к последующему), обеспечивая, в частности, воспламенение новой порции топливовоздушной смеси. При этом процесс смешения и воспламенения представляет собой взаимодействие высокоскоростной затопленной горячей струи с окружающей топливовоздушной смесью. Как известно, такое течение характеризуется значительным уровнем турбулентности, быстрым перемешиванием струи с окружающим газом, что может обеспечить оптимальный режим горения для широкого диапазона термодинамических параметров в камере сгорания и характеристик топливовоздушной смеси.

Выводы. Рассматриваемый ДВС характеризуется существенно различными термодинамическими циклами в режиме пуска и в рабочем (установившемся) режиме. Численное моделирование пуска ДВС показало, что в рамках используемой модели процесс установления режима работы не превышает 3–5 циклов. Представлены результаты численного моделирования работы ДВС для ряда параметров конструкции и физических параметров рабочих тел при конечной скорости тепловыделения. Показано, в частности, что

для действующей конструкции ДВС с использованием бензовоздушной смеси, характерное время сгорания которой лежит в диапазоне от 0,001 до 0,003 с на малых оборотах (до 3 000 об/мин), топливо успевает сгореть в фазе, в которой полость золотника не изолирована от камеры статора. При увеличении частоты вращения ротора время горения становится больше указанной фазы. Однако вследствие расширения рабочего тела после

прохождения ВМТ происходит падение температуры и давления до значений, при которых горение прекращается. При уменьшении объема полости золотника на 20 % горение продолжается на протяжении всего цикла.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект № 14-29-00203 под руководством проф. Ханьялича, НГУ).

Библиографический список

1. US Patent № 5.797.366. August 25 1998, МПК F01C1/20; F01C1/356; F02B53/00. Toroidal internal combustion engine Inventors / Victor I.A. Original Assignee New Devices Engineering A.K.O. Ltd. № US19960743434 19961101; 11 p.
2. Антипин В.А., Илюшин Б.Б. Термодинамический расчет ДВС торового типа // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. 2015. № 1. С. 54–62.
3. Дьяконов В.П. Mathcad 2001: Спец. справ. СПб.: Питер, 2002. 832 с.
4. Антипин В.А. Имитация работы двигателя в среде LabVIEW // Политранспортные системы: Материалы VII Всерос. НТК, Красноярск, 25–27 ноября 2010 г. Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2010. С. 9–13.
5. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В. Грехов и др. М.: Машиностроение, 1990. 288 с.
6. Пат. № 2135777 Российская Федерация, МПК F01C1/063. Роторная машина [Текст] / Вигринов М.С., Саломатов В.В.; заявители и патентообладатели – они же. № 97107946/06; заявл. 1997-05-13; опубл. 27.08.1999, Бюл. № 24. 3 с.: ил.
7. Ханин Н.С., Чистозвонов С.Б. Автомобильные роторно-поршневые двигатели. М.: Машгиз, 1984. 184 с.
8. Стечкин Б.С. Избранные труды: Теория тепловых двигателей. М.: Физматлит, 2001. 432 с.
9. Лебедев О.Н., Сомов В.А., Калашиников С.А. Двигатели внутреннего сгорания речных судов: [Учеб. для ин-тов вод. трансп.]. М.: Транспорт, 1990. 328 с.
10. Староверов В.В., Староверова Л.В. Роторно-лопастной двигатель внутреннего сгорания // Современные наукоемкие технологии. 2012. № 2. С. 70–72.
11. Akash B.A. Effect of heat transfer on the Performance of an air-standard diesel cycle // J. Heat Mass Transfer. 2001. Vol. 28. № 1. P. 87–95.

V.A. Antipin, B.B. Ilyushin

The Analysis of the Dynamics of Starting of a Toroidal Combustion Engine

Abstract. The paper investigates the process of starting of a toroidal combustion engine, while the fuel combustion process is modeled by Vibe function. In the framework of the idealized model, the algorithm for calculating the performance of the engine in its transition to the steady conditions was created. The mixing of working medium is considered as a mixture of ideal gases. The results of the calculations on the transition of the internal combustion engine to the steady conditions with different burning time and engine speed have been obtained. In order to improve engine performance and increase its efficiency the modernization of the valve mechanism was proposed. It is shown that in the existing design of the internal combustion engine with the usage of the airfree mixture, the standard burning time at low engine speed is from 0.001 to 0.003 sec. (up to 3000 rev / min), the fuel is able to burn out in the phase when the hole of the valve is not isolated from the stator case. The increase in rotor speed leads to the increase in burning time, above the given phase. However, due to the expansion of the working medium after passing through the upper metrical point, there is a drop in temperature and the pressure to the point where the combustion stops. When reducing the volume of the valve hole by 20% the combustion is going on through the whole cycle.

Key words: internal combustion engine; starting of an engine; stable conditions.

Антипин Владимир Андреевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин» СГУПС. E-mail: vaantipin@mail.ru

Илюшин Борис Борисович – доктор физико-математических наук, профессор кафедры физики неравновесных процессов Физического факультета НГУ, ведущий научный сотрудник Института теплофизики СО РАН. E-mail: ilyushin@itp.nsc.ru