

Термодинамический расчет роторно-поршневого двигателя внутреннего сгорания торoidalного типа*

В статье рассматривается двигатель внутреннего сгорания с движущимся по окружности поршнем (ротором), ось вращения которого непосредственно является осью вала двигателя. Представлены результаты термодинамического расчета данного двигателя, выполненные в рамках модели идеального газа. Проведен анализ влияния конструктивных и физических параметров двигателя на термодинамические характеристики его работы.

Ключевые слова: *двигатель внутреннего сгорания, термодинамический анализ, ротор, средний момент.*

Роторно-поршневой двигатель внутреннего сгорания представляет определенный интерес с точки зрения термодинамики. За основу расчетов, приведенных в настоящей статье, была взята конструкция роторно-поршневого двигателя торoidalного типа, подробное описание которого приведено в [1].

Рабочая полость данного двигателя имеет торoidalную форму с сечением в виде прямоугольника. Процессы наполнения, сжатия, расширения и выпуска рабочего тела происходят в отдельных частях рабочей полости, разделенных друг от друга золотниками. Ротор имеет выступы (поршни), которые при его вращении имеют возможность скольжения в специально спрофилированной выемке золотника (рис. 1).

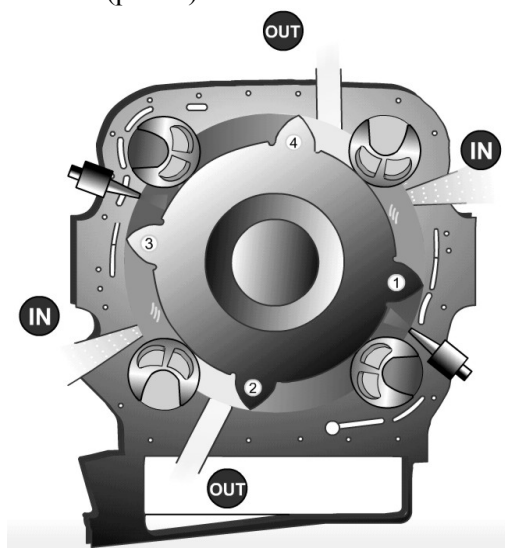


Рис. 1. Схема конструкции ДВС торoidalного типа: 1, 2, 3, 4 – выступы ротора; IN – вход топливовоздушной смеси; OUT – выход продуктов сгорания

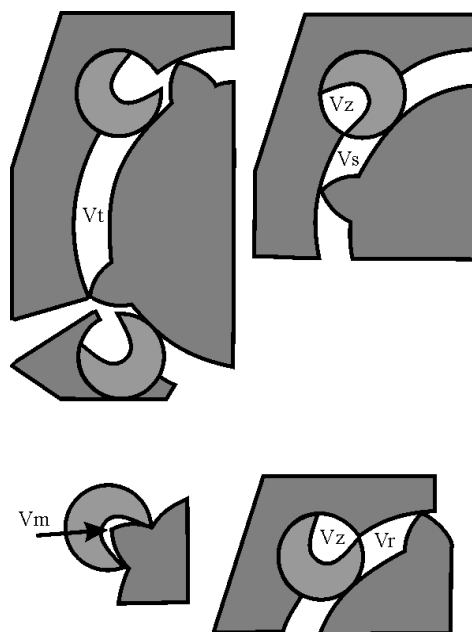


Рис. 2. Обозначения объемов

В настоящей работе представлены результаты расчета и анализа термодинамического цикла указанного ДВС без учета зазоров и теплообмена рабочего тела с корпусом. В работе используются следующие обозначения (рис. 2):

- $V_t = 424 \text{ см}^3$ – объем газа в статоре после всасывания;
- $V_z = 118 \text{ см}^3$ – объем полости в золотнике;
- $V_s = 129 \text{ см}^3$ – объем газа в статоре в момент смешения с газом из полости золотника;
- $V_m = 40 \text{ см}^3$ – объем газа в золотнике в ВМТ (минимальный объем);

* Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФИ № 14-29-00203.

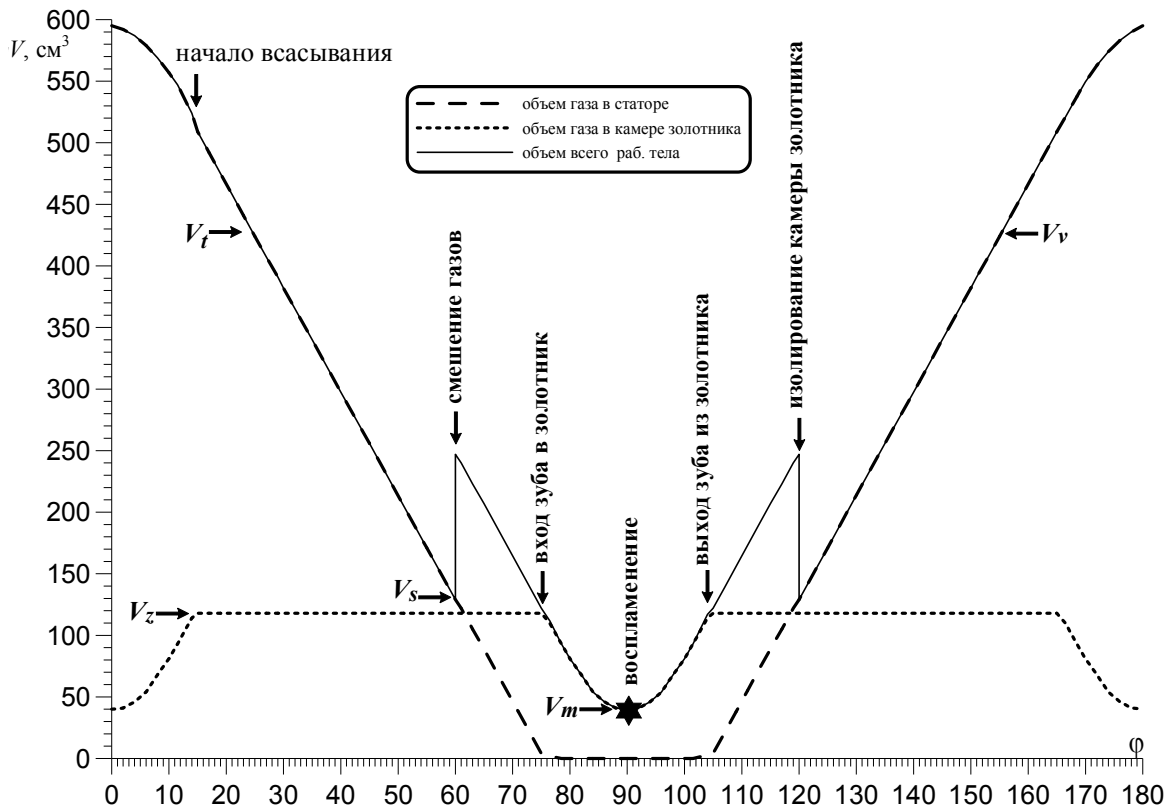


Рис. 3. Изменение объемов в зависимости от угла поворота вала

- $V_r = 129 \text{ см}^3$ – объем газа в статоре после отсечения*;
- $V_v = 424 \text{ см}^3$ – объем газа в статоре перед выхлопом;
- $P_a = 10^5 \text{ Па}$ – давление в начале цикла (1 атм);
- $T_a = 300 \text{ К}$ – температура в начале цикла;
- $\gamma = 1,4$ – показатель адиабаты;
- $R = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$ – универсальная газовая постоянная;
- $q = 4,4 \cdot 10^7 \text{ Дж/кг}$ – теплота сгорания топлива;
- $\alpha = 1/16$ – массовая доля топлива в смеси;
- $c_v = 718 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$ – теплоемкость.

На рис. 3 показано изменение объемов в зависимости от угла поворота вала.

Для анализа термодинамического цикла работы ДВС рабочее тело рассматривается в виде двух частей, первое (РТ1) из которых представляет собой газ массы $m_1 = \frac{P_a V_t}{RT_a} = 4,93 \cdot 10^{-4} \text{ кг}$ (газ, находящийся в статоре до

смещения с газом в полости золотника), второе рабочее тело (РТ2) – газ массы $m_2 = (\tilde{P}_6 V_z) / (R \tilde{T}_6)$ (газ, находящийся в изолированной полости золотника). Отметим, что масса m_2 зависит от термодинамических характеристик предыдущего цикла, в частности, $\tilde{P}_6$ и $\tilde{T}_6$ будут отличаться при пуске ДВС и в рабочем режиме. После смешения газов статора и полости золотника температура и давления РТ1 и РТ2 полагаются одинаковыми. На рис. 4 представлена схема циклов каждого из выделенных рабочих тел.

Рабочий цикл РТ1

Процесс сжатия 1–2 происходит по адиабате до момента начала смешения РТ1 с РТ2:

$$\begin{aligned} P_2 &= P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma = P_a \left(\frac{V_t}{V_s} \right)^\gamma, \\ T_2 &= T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = T_a \left(\frac{V_t}{V_s} \right)^{\gamma-1}, \\ S_2 &= S_1, \quad V_2 = V_s. \end{aligned} \quad (1)$$

В процессе смешения 2–3 происходит выравнивание плотности, температуры и давления РТ1 и РТ2:

* В предложенной конструкции $V_r = V_s$. Различие в величине объемов вводится для анализа модифицированной конструкции (см. ниже).

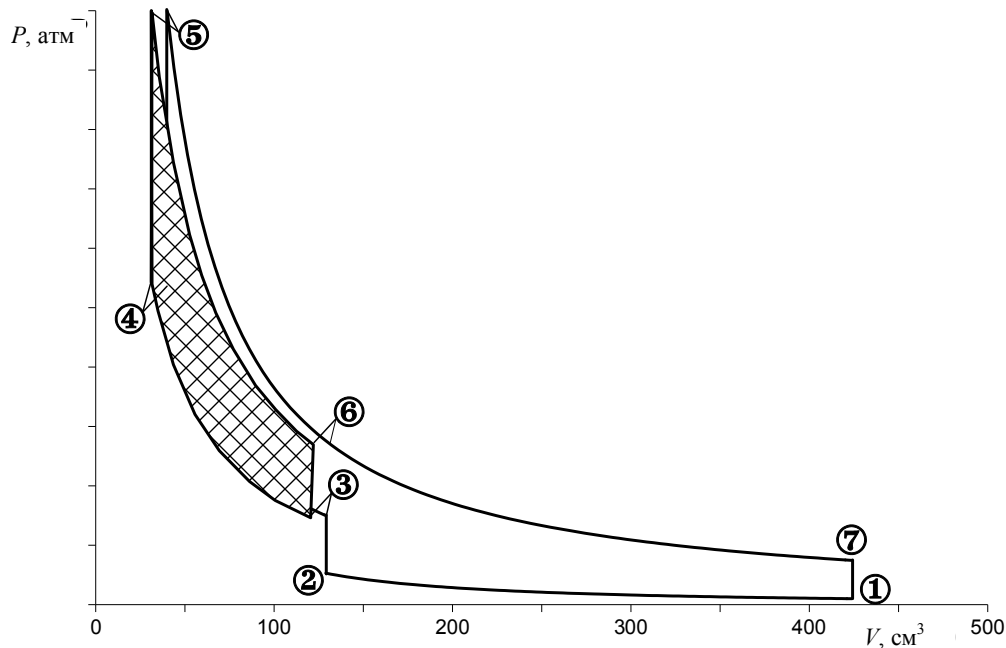


Рис. 4. P - V диаграмма двигателя: 1–7 цикл рабочего тела 1; 3–4–5–6 (заштрихованная область) – цикл рабочего тела 2

$$\begin{aligned} V_3 &= \frac{m_1(V_z + V_s)}{m_1 + m_2}, \\ T_3 &= \frac{m_1 T_2 + m_2 T_6}{m_1 + m_2}, \\ P_3 &= (m_1 + m_2) \frac{R \cdot T_3}{V_s + V_z}, \\ S_3 &= S_2 + m_1 \left\{ c_v \ln \frac{T_3}{T_2} + R \ln \left(\frac{T_3}{T_2} \frac{P_2}{P_3} \right) \right\}. \end{aligned} \quad (2)$$

Поскольку в точке 6 разделение рабочих тел по массе пропорционально их объемам:

$$m_2 = m_1 \frac{V_z}{V_r}, \text{ то для точки 3 получаются}$$

значения:

$$\begin{aligned} V_3 &= V_r \frac{V_z + V_s}{V_z + V_r}, \quad T_3 = \frac{T_2 + T_6 \cdot V_z/V_r}{1 + V_z/V_r}, \\ P_3 &= \frac{R m_1 T_3}{V_r} \frac{V_z + V_s}{V_z + V_r} = R m_1 (T_2 + T_6 V_z/V_r) \frac{V_z + V_s}{(V_z + V_r)^2}. \end{aligned} \quad (3)$$

На участке 3–4 (адиабатическое сжатие):

$$\begin{aligned} V_4 &= \frac{V_m V_r}{(V_z + V_r)}, \quad P_4 = P_3 \left(\frac{V_z + V_s}{V_m} \right)^\gamma, \\ T_4 &= T_3 \left(\frac{V_z + V_s}{V_m} \right)^{\gamma-1}, \quad S_4 = S_3. \end{aligned} \quad (4)$$

В точке 4 происходит воспламенение топливовоздушной смеси и горение с тепловыделением $Q = \alpha m_1 q$. При этом на участке 4–5 происходит повышение температуры и давления:

$$\begin{aligned} T_5 &= T_4 + \frac{Q}{\left(1 + \frac{V_z}{V_r} \right) c_v m_1}, \quad V_5 = V_4 = \frac{V_m V_r}{(V_z + V_r)}, \\ P_5 &= m_1 \left(1 + \frac{V_z}{V_r} \right) \frac{R T_5}{V_m}, \end{aligned} \quad (5)$$

$$S_5 = S_4 + m_1 \left\{ c_v \ln \frac{T_5}{T_4} + R \ln \left(\frac{T_5}{T_4} \frac{P_4}{P_5} \right) \right\}.$$

Участок 5–6 характеризуется положительной работой $PT1$ и $PT2$, сопровождающейся адиабатическим расширением ($S_6 = S_5$) до момента отсечения газа, находящегося в полости золотника, от газа в статоре:

$$V_6 = V_r, \quad P_6 = P_5 \left(\frac{V_m}{V_r + V_z} \right)^\gamma, \quad T_6 = \frac{P_6 V_z}{R m_2}. \quad (6)$$

Затем следует процесс дальнейшего адиабатного расширения 6–7. Участок 7–1 соответствует выхлопу и всасыванию $PT1$.

Рабочий цикл $PT2$

Для рабочего тела $PT2$ значения давления и температуры на участке 3–4–5–6 совпада-

ют с соответствующими значениями PT_1 , а его объемы равны:

$$V_3 = V_z \frac{V_z + V_s}{V_z + V_r}, \quad V_4 = \frac{V_m V_z}{V_z + V_r},$$

$$V_5 = V_4, \quad V_6 = V_z. \quad (7)$$

Для определения термодинамических характеристик в отмеченных на рис. 4 точках в рабочем режиме необходимо разрешить систему уравнений (3)–(6), поскольку значения термодинамических функций в точке 3 зависят от их значений в точке 6 предыдущего цикла, которые в рабочем режиме совпадают с их значениями в текущем цикле:

$$P_6 = \left(T_4 + \frac{Q V_r}{(V_r + V_z) c_v m_1} \right) \frac{R m_1}{V_r} \left(\frac{V_m}{V_r + V_z} \right)^{\gamma-1}.$$

Отсюда давление и температура в точке 6:

$$P_6 = \frac{V_z P_6}{V_m} \left(\frac{V_z + V_s}{V_m} \right)^{\gamma-1} \left(\frac{V_m}{V_r + V_z} \right)^{\gamma} +$$

$$+ \left(T_2 \left(\frac{V_z + V_s}{V_m} \right)^{\gamma-1} + \frac{q \alpha}{c_v} \right) \frac{R m_1}{V_m} \left(\frac{V_m}{V_r + V_z} \right)^{\gamma},$$

$$T_6 = \frac{\left(T_2 \left(\frac{V_z + V_s}{V_m} \right)^{\gamma-1} + \frac{q \alpha}{c_v} \right) \frac{V_r}{V_m} \left(\frac{V_m}{V_r + V_z} \right)^{\gamma}}{1 - \left(\frac{V_z + V_s}{V_r + V_z} \right)^{\gamma-1} \frac{V_z}{V_r + V_z}}. \quad (8)$$

Из выражений (1)–(5) могут быть вычислены значения давления и температуры на участке 2–5 для PT_1 и PT_2 .

На рис. 5 показан цикл работы двигателя в случае воспламенения топливовоздушной смеси в ВМТ (в момент наименьшего объема PT_1 и PT_2 в полости золотника). В табл. 1 приведены значения термодинамических характеристик на участке 1–7. Данный тип двигателя далее в тексте обозначен Д2.

Из рис. 5 видно, что в момент смешения газов температура смеси оказывается равной 1366 К при давлении 15 атм. Очевидно, что если в этом объеме содержатся пары топлива, то они воспламеняются. Таким образом, для конструкции двигателя с всасыванием в статор топливовоздушной смеси (от карбюратора) выполненные расчеты некорректны, поскольку в них предполагается воспламенение смеси в ВМТ. Однако изображенный на рис. 5 цикл реализуется, если в момент смешения газов температура и давление PT_2 равны температуре и давлению в атмосфере, в случае пуска ДВС или когда впрыск топлива осуществляется в полость золотника в момент, когда ее объем является минимальным.

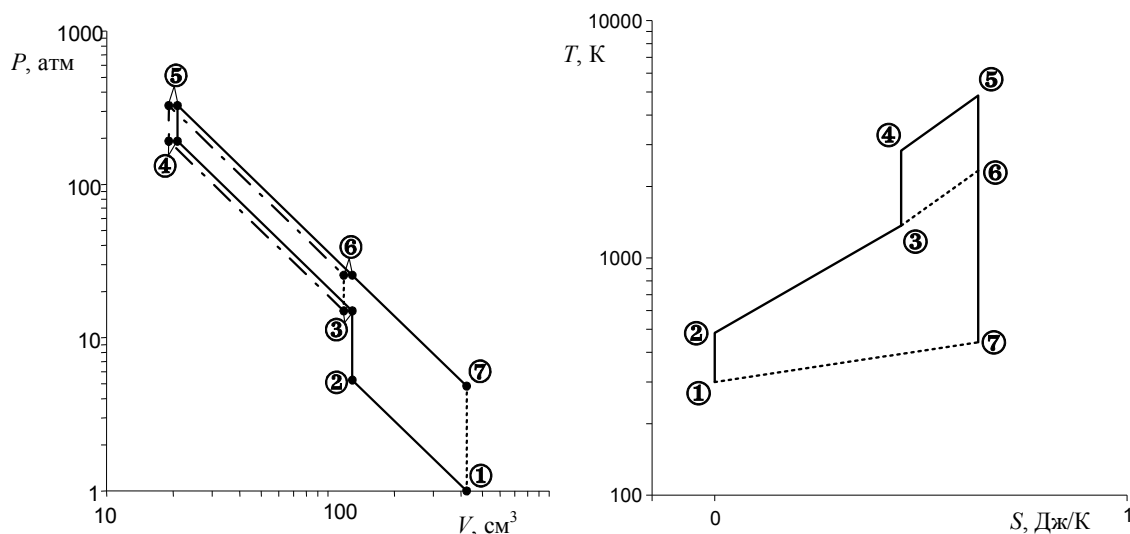


Рис. 5. Рабочий цикл PT_1 (1–2–3–4–5–6–7 – сплошная линия) и PT_2 (3–4–5–6 – штрихпунктир) двигателя типа Д2 на P – V и S – T диаграммах

Таблица 1

Термодинамические характеристики двигателя типа Д2 на участке 1–7

Точка	РТ1				РТ2			
	V , см ³	P , атм	T , К	S , Дж/К	V , см ³	P , атм	T , К	S , Дж/К
1	424	1,0	300,0	0	–	–	–	–
2	129	5,2	482,87	0	–	–	–	–
3	129	14,96	1 366,2	0,368	118	14,96	1 366,23	0,368
4	20,9	191,45	2 829,9	0,368	19,1	191,45	2 829,95	0,368
5	20,9	326,78	4 830,2	0,557	19,1	326,78	4 830,28	0,557
6	129	25,54	2 331,9	0,557	118	25,549	2 331,94	0,557
7	424	4,82	1 448,7	0,557	–	–	–	–

В опытном конструкторском бюро была реализована конструкция двигателя (далее по тексту Д1), цикл работы которого имеет вид, изображенный на рис. 6. Значения термодинамических характеристик этого двигателя на участке 1–7 приведены в табл. 2.

Как и в предыдущем случае, процессы сжатия и смешения (1–2–3) для двигателя Д1 описываются уравнениями (1)–(3).

На участке 3–4 происходит воспламенение и горение топливовоздушной смеси:

$$T_4 = T_3 + \frac{Q}{\left(1 + \frac{V_z}{V_r}\right) c_v m_1}, \quad V_4 = V_3,$$

$$P_4 = \frac{P_3 V_3 T_4}{T_3 V_4} \frac{V_z + V_r}{V_z + V_s}. \quad (9)$$

На участке 4–5 – адиабатическое сжатие:

$$V_5 = \frac{V_m V_r}{(V_z + V_r)}, \quad P_5 = P_4 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^\gamma = P_4 \left(\frac{V_z + V_s}{V_m}\right)^\gamma,$$

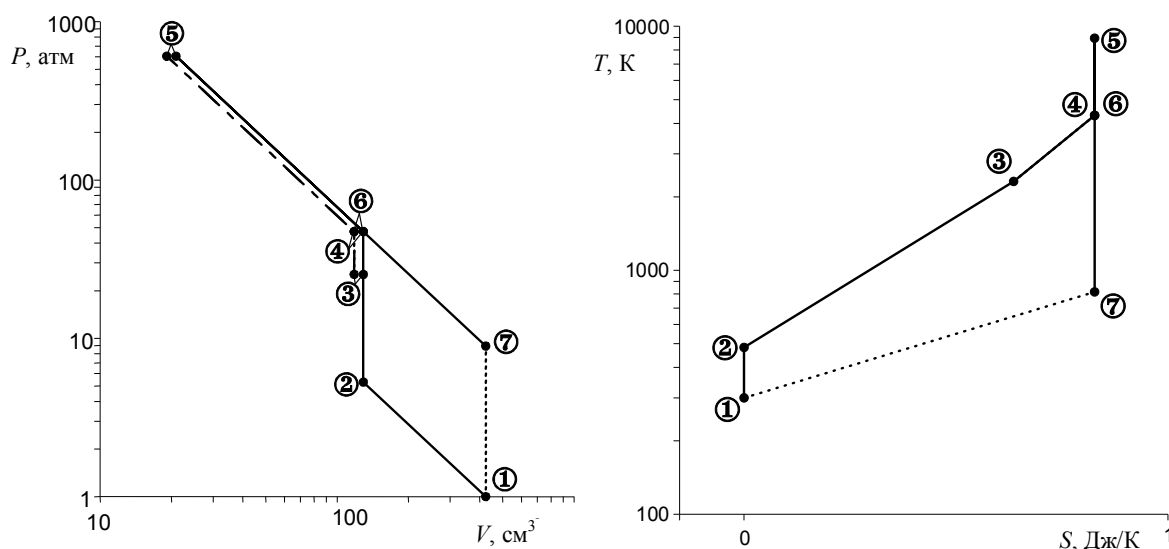


Рис. 6. Рабочий цикл РТ1 (1–2–3–4–5–6–7 – сплошная линия) и РТ2 (3–4–5–6 – штрихпунктир) в ДВС типа Д1 на P – V и S – T диаграммах

Таблица 2

Термодинамические характеристики двигателя типа Д1 на участке 1–7

Точка	РТ1				РТ2			
	V , см ³	P , атм	T , К	S , Дж/К	V , см ³	P , атм	T , К	S , Дж/К
1	424	1	300	0	–	–	–	–
2	129	5,29	482,87	0	–	–	–	–
3	129	25,33	2 312,68	0,554	118	25,33	2 312,62	0,554
4	129	47,25	4 312,95	0,774	118	47,25	4 312,95	0,774
5	20,9	604,39	8 933,66	0,774	19,1	604,39	8 933,66	0,774
6	129	47,25	4 312,95	0,774	118	47,25	4 312,95	0,774
7	424	8,93	2 679	0,774	–	–	–	–

$$T_5 = T_4 \left(\frac{V_z + V_s}{V_m} \right)^{\gamma-1}. \quad (10)$$

Участок 5–6 характеризуется адиабатическим расширением до момента отсечения газа, находящегося в полости золотника, от газа в статоре:

$$V_6 = V_r, \quad P_6 = P_5 \left(\frac{V_m}{V_r + V_z} \right)^{\gamma}, \quad T_6 = \frac{P_6 V_r T_a}{P_a V_t}. \quad (11)$$

Затем, как и в предыдущем случае, следует процесс дальнейшего расширения (6–7). Участок 7–1 соответствует выхлопу и всасыванию РТ1. По вычисленным значениям давления и температуры в точке 6 по выражениям (9)–(11) определяются термодинамические характеристики в остальных точках диаграммы.

КПД двигателя определяется как отношение суммарной работы за цикл L к подведенной теплоте Q_1 [3]:

$$\eta = \Sigma L / Q_1.$$

Сумма работ для цикла Д2

$$\Sigma L = \int_{V_1}^{V_2} p dV + \int_{V_3}^{V_4} p dV + \int_{V_5}^{V_6} p dV + \int_{V_7}^{V_1} p dV.$$

Здесь изменение объемов учитывается только при движении поршня.

Подведенная теплота

$$Q_1 = c_v (m_1 + m_2) (T_5 - T_4).$$

Анализ работы показывает, что большие затраты энергии происходят при сжатии рабочих тел после смешения (L_{3-4}), максимум положительной работы – до разделения рабочих тел в золотнике (L_{5-6}).

По результатам расчетов $L_{1-2} = -64,578$ Дж, $L_{3-4} = -989,4$ Дж, $L_{5-6} = 1\,692,5$ Дж, $L_{6-7} = 311,6$ Дж, $\Sigma L = 950$ Дж, $Q_1 = 1\,356$ Дж, $\eta = 0,7$.

Сумма работ в цикле Д1

$$\Sigma L = \int_{V_1}^{V_2} p dV + \int_{V_6}^{V_7} p dV.$$

Подведенная теплота $Q_1 = c_v m_1 (T_6 - T_2)$,
отведенная теплота $Q_2 = c_v m_1 (T_7 - T_1)$.

По результатам расчетов $L_{1-2} = -64,58$ Дж, $L_{6-7} = 577,37$ Дж, $\eta = 0,378$.

Следует отметить, что огромные значения температуры в золотнике и переброс энергии второго тела из точки 6 в 3 приводят к снижению КПД и огромным затратам на трение при сжатии на участке 4–5: $L_{4-5} = -1\,630$ Дж, $L_{5-6} = 1630$ Дж.

Для вычисления суммарного момента в течение рабочего цикла используются следующие упрощения: форма зуба предполагается в виде треугольника с углом при вершине $\alpha \approx 60^\circ$, высотой $h = 8$ см, шириной $d = 6,5$ см, применяется линейная аппроксимация изменения давления между характерными процессами рабочего цикла. На рис. 7 показано давление на зуб статора в двигателях типа Д1 и Д2 в течение рабочего цикла от всасывания до начала выхлопа. Заштрихованная область соответствует процессу от начала входа зуба в полость золотника до его выхода. Предполагается, что в этот период давление на правую и левую поверхность зуба одинаково. Слева от заштрихованной области – величина давления, создаваемого перед зубом статора при сжатии (отрицательная работа), справа – давление за зубом ротора (положительная работа).

Момент $M(\varphi)$ вычисляется для отрицательной и положительной части отдельно

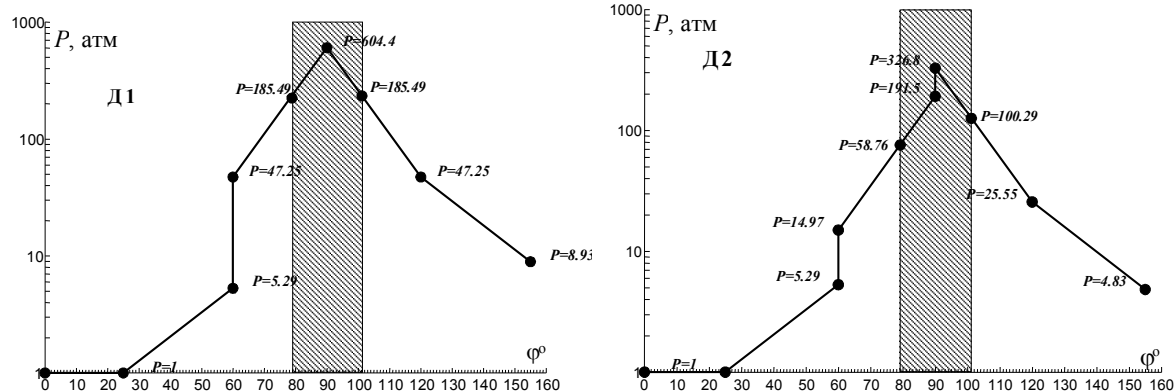


Рис. 7. Давление на зуб ротора в ДВС типа Д1 и Д2

(слева и справа от заштрихованной области) в предположении, что разность давлений с правой и левой стороны зуба в обоих случаях равна давлению $P_a = 1$ атм (давление за зубом в момент всасывания и давление перед зубом в момент выхлопа полагаются равными 1 атм). Неточность в вычислении суммарного момента, связанная с использованием указанных выше упрощений, для анализа и оптимизации работы реального двигателя не представляется критической, поскольку основана на идеализированном цикле без учета теплопотерь и влияния зазоров. Последние оказывают значительно большие поправки на величину давления в камерах и значение суммарного момента.

В рамках принятых упрощений момент вычисляется по формуле

$$M(\varphi) = F(\varphi)L,$$

где $F(\varphi)$ – сила, действующая на зуб; $L = 20,4$ см – расстояние от оси ротора до вершины зуба.

Сила, действующая на зуб, определяется по разнице давлений слева и справа от зуба: $F(\varphi) = (P(\varphi) - P_a)S = (P(\varphi) - P_a) dh \cos \alpha / 2$.

Тогда момент $M(\varphi)$ равен:

$$M(\varphi) = \begin{cases} (P_a - P(\varphi))dhL \cos \alpha / 2, & \varphi \in [25^\circ; 79^\circ], \\ (P(\varphi) - P_a)dhL \cos \alpha / 2, & \varphi \in [101^\circ; 155^\circ], \end{cases}$$

а суммарный момент

$$\mathfrak{Z} = \Psi_1 dhL \cos \alpha / 2 + \Psi_2 dhL \cos \alpha / 2,$$

где $\Psi_1 = \int_{101^\circ}^{155^\circ} P(\varphi) d\varphi$ – площадь под графиком

$P(\varphi)$, изображенным на рис. 7 справа от заштрихованной области, а $\Psi_2 = \int_{25^\circ}^{79^\circ} P(\varphi) d\varphi$ – площадь под графиком $P(\varphi)$, изображенным слева от заштрихованной области.

Для Д1 $\Psi_1 = -2303,605$, $\Psi_2 = 3194,18$; для Д2 $\Psi_1 = -793,01$, $\Psi_2 = 1072,63$.

Отсюда следует, что суммарный момент для Д1 $\mathfrak{Z} = 0,822 \cdot 10^5$ Н·м/град; для Д2 $\mathfrak{Z} = 0,258 \cdot 10^5$ Н·м/град.

Средний (за рабочий цикл $\varphi_r = 130^\circ$) момент вычисляется по формуле

$$\langle M \rangle = \mathfrak{Z} / \varphi_r.$$

Для Д1 $\langle M \rangle = 632,3$ Н·м; для Д2 $\langle M \rangle = 198,5$ Н·м.

Величина среднего момента оказывается на два порядка меньше его мгновенных значений. Это видно из рис. 8, где показано из-

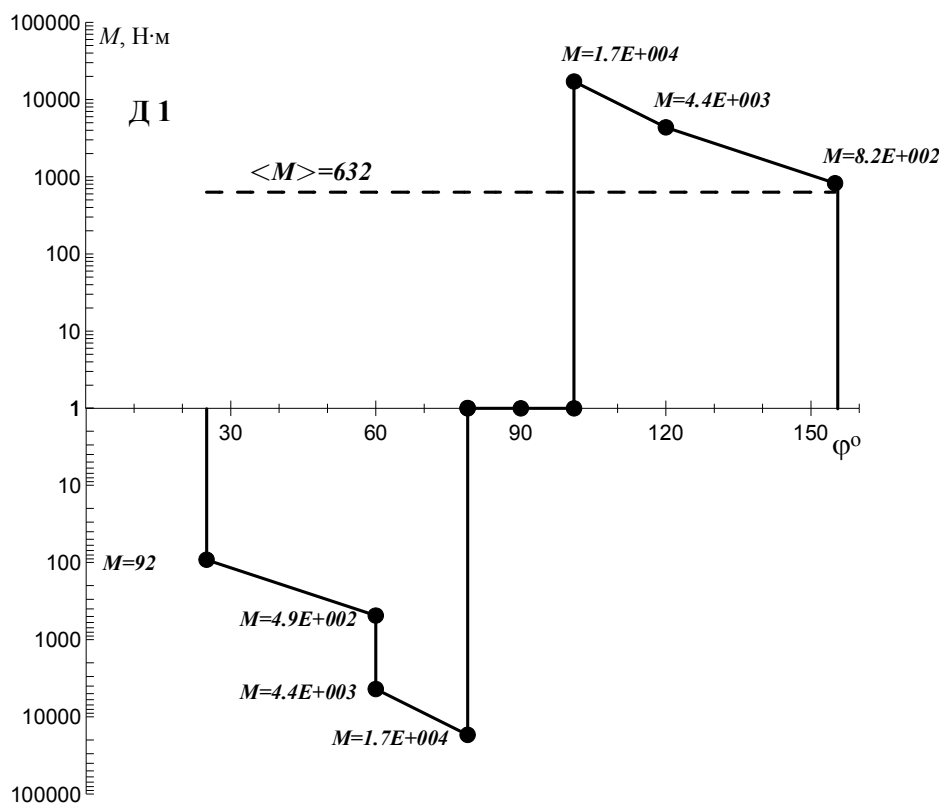


Рис. 8. Изменение момента в течение рабочего цикла ДВС типа Д1

менение момента в течение рабочего цикла и его средняя величина для ДВС типа Д1. Зависимость момента от угла поворота ротора указывает на значительные нагрузки (резкие изменения момента) на конструктивные части ДВС в течение рабочего цикла.

Отметим также, что в реальном двигателе время сгорания топлива сопоставимо со временем цикла. Как следствие, температура и давление достигают своих максимальных значений не в момент воспламенения, а значительно позже (примерно через 0,0003–0,001 с) [2, 3]. Очевидно, что указанный эффект существенно влияет на величину КПД и его необходимо учитывать.

Анализ результатов расчетов, полученных в рамках модели идеализированного цикла, позволяет определить степень влияния конструктивных и физических параметров ДВС на термодинамические характеристики его работы. Особенностью рассматриваемой конструкции является то, что для обеспечения рабочего цикла используется два рабочих тела. При этом РТ2 фактически представляет собой аккумулятор энергии, обеспечивающий в момент смещения с новой порцией топливоздушной смеси повышение ее внутренней энергии, воспламенение и горение в оптимальном режиме для широкого диапазона параметров камеры сгорания и характеристик смеси. В ДВС типа Д2 рабочее тело 2 совершает положительную работу (в период от момента воспламенения смеси до момента отсечения газов статора и полости золотника), в то время как в ДВС типа Д1 рабочее тело 2 работы не совершает. Однако величина максимального давления и температуры в ДВС типа Д2 ($P_{\max} \approx 327$ атм и $T_{\max} \approx 4830$ К) почти в два раза меньше, чем в ДВС типа Д1 ($P_{\max} \approx 604$ атм и $T_{\max} \approx 8934$ К). Как следствие, в ДВС типа Д1 средний (за

рабочий цикл) момент оказывается больше, чем в ДВС типа Д2.

Необходимо отметить, что вычисленные значения температуры и давления в силу принятых для расчета приближений значительно превышают реальные. Однако тот факт, что максимальная величина давления и температуры достигается в полости золотника наиболее подвижной части конструкции ДВС, позволяет заключить, что потери на трение в такой конструкции будут значительны и тем больше, чем выше $T_{\max}$ и $P_{\max}$. Как следствие, процесс рабочего цикла (4–5–6) в реальном ДВС характеризуется отрицательной работой (потерями). Кроме того, конструктивно необходимая величина зазоров в действующей конструкции, рассчитанной для диапазона температур $\sim T_{\max}$, очевидно, приведет к интенсивным перетокам газа (с учетом большой разницы давления в разных частях рабочего объема, разделенных золотником и поршнем). Это также приведет к увеличению потерь, ухудшению качества топливоздушной смеси и, возможно, к ее преждевременному воспламенению (например, в начале процесса сжатия 1–2). Исходя из вышесказанного, одним из способов оптимизации ДВС можно считать уменьшение $T_{\max}$ и $P_{\max}$. С этой точки зрения цикл ДВС типа 2 представляется более предпочтительным. К понижению $T_{\max}$ и $P_{\max}$ также может привести незначительная оптимизация самой конструкции двигателя.

Следует отметить, что рассматриваемый двигатель характеризуется существенно различными термодинамическими циклами в режиме пуска и рабочем режиме. При горении смеси в золотнике РТ2 положительной работы в цикле не совершает, а КПД значительно снижается.

Библиографический список

1. Патент США № 5.797.366. Торoidalный двигатель внутреннего сгорания.
2. Стечкин Б.С. Теория тепловых двигателей. М.: Наука, 1977. 410 с.
3. Луканин В. Н. Теплотехника. М.: Высш. шк., 2000. 671 с.

Antipin V.A., Ilyushin B.B. Thermodynamic Calculations of the Toroidal Rotary-piston Internal Combustion Engine. The internal combustion engine with a moving circumferentially rotor, where its axis of rotation is the motor shaft axis is concerned. The results of the thermodynamic calculations of the engine, imple-

mented according to the ideal gas model are suggested; the influence of structural and physical parameters of the engine on the thermodynamic characteristics of its performance is analyzed.

Key words: *internal combustion engine; thermodynamic analysis; rotor; torque.*

Антипин Владимир Андреевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин» СГУПС. Научные интересы: теплообмен в пленочных течениях жидкости, термодинамика двигателей. E-mail: vaantipin@mail.ru

Илюшин Борис Борисович – доктор физико-математических наук, профессор кафедры физики неравновесных процессов физического факультета НГУ. Научные интересы: физика турбулентных течений жидкости, численное моделирование, топливные элементы. E-mail: ilyushin@itp.nsc.ru