

ПОРШНЕВАЯ ТЕПЛОВАЯ МАШИНА ДЛЯ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ И ПРОИЗВОДСТВА РАБОТЫ НА ТРАНСПОРТЕ

Б.А. Шароглазов, А.В. Гофман

На базе положений равновесной термодинамики, применительно к конструктивной схеме машины-двигателя по патенту РФ № 2460890, даётся характеристика метода расчёта энергетических параметров такой машины, отличительной особенностью которой является непосредственное преобразование возвратно-поступательного движения поршня во вращательное грузового вала. Анализируется численная характеристика достоинств реализуемого в ней рабочего цикла.

Ключевые слова: поршневая тепловая машина, рабочее тело, рабочий цикл, параметры цикла, степень сжатия, кинематика двигателя, индикаторная диаграмма.

Введение

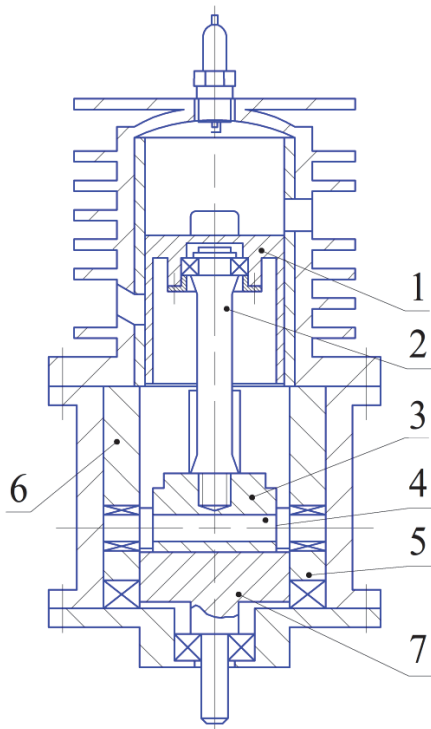
По состоянию на сегодня одной из важных составляющих энергетических ресурсов на транспорте являются жидкие углеводородные топлива, производимые из нефти, природные запасы которой ограничены. В балансе потребления топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) на долю транспорта и транспортных систем приходится 25–30 %. В этой связи важной проблемой современной энергетики, наряду с решением задач по альтернативным источникам энергии, является проблема режима расходования ТЭР, относящихся к числу исчерпаемых. Сегодня основным средством преобразования заключенной в топливе энергии и производства механической работы, в том числе и на транспорте, является поршневая тепловая машина с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ). Однако двигатели с КШМ наряду с достоинствами обладают и рядом недостатков. К одним из них относятся сложность и высокая стоимость этих механизмов (20–30 % от стоимости двигателя в целом).

Названные обстоятельства побуждают исследователей к отысканию новых схем и типов машин-двигателей, свободных от указанных недостатков. Примером таких решений может служить ряд конструктивных схем машин, предложенных различными авторами [1–4]. Важной особенностью таких машин-двигателей является непосредственное преобразование возвратно-поступательного движения поршня во вращательное грузового вала. Использование механизма преобразования движения позволяет исключить из конструктивной схемы двигателя шатун и кривошип. Благодаря этому в схеме сил, действующих на поршень, удаётся исключить так называемую нормальную силу, действующую перпендикулярно поверхности зеркала цилиндра и обуславливающую рост затрат на преодоление трения в сопряжении «поршень-цилиндр». Это обстоятельство (снижение трения) обуславливает повышение механического и эффективного КПД бескривошипной машины (БКМ).

Поскольку закон движения поршня в таких двигателях отличен от закона, обеспечиваемого КШМ, при их создании необходимо использование иного расчётного инструментария.

Конструктивные особенности и рабочий цикл БКМ

Особенности расчета БКМ вытекают из анализа конструктивной схемы двигателя, в котором механизм преобразования движения вынесен за пределы поршня (рис. 1). В нём возвратно-поступательное движение поршня 1 посредством штока 2 передаётся каретке 3. В каретке установлена ось 4, цапфы которой перемещаются по криволинейному замкнутому (например синусоидальному) пазу (беговой дорожке), образованному криволинейными торцевыми поверхностями втулок 5 и 6. Движение цапф по беговой дорожке обуславливает вращательное (вокруг оси двигателя) движение оси 4 и каретки 3. Каретка в плоскости, перпендикулярной оси 4, охвачена



стержнями двухрожкового грузового вала 7. Вращательное движение каретки, благодаря такой кинематической связи, передается грузовому валу 7.

Беговая дорожка, образованная криволинейными профилями торцевых поверхностей втулок 5 и 6, в общем случае может быть многопериодной. Например, может иметь профиль двухпериодной синусоиды. В этом случае одному полному обороту грузового вала соответствует четыре хода поршня (два возвратно-поступательных). Таким образом, если иметь ввиду схему реализации 2-тактного цикла, то за один оборот грузового вала таких циклов реализуется два. Следовательно, применительно к прочим равным условиям, работа, производимая тепловой машиной (например, транспортным двигателем) выполненной по приводимой схеме, в два раза может превысить работу, производимую за такой же отрезок времени, традиционной машиной с КШМ.

Рис. 1. Конструктивная схема бескривошипной тепловой машины-двигателя (применительно к случаю реализации 2-тактного рабочего цикла)

Рабочий цикл бескривошипной тепловой машины-двигателя

Характер изменения параметров состояния рабочего тела (РТ) в цилиндре двигателя в течение цикла определяется многими факторами. В частности: особенностями подвода (или отвода) теплоты к РТ, динамикой выгорания топлива, кинематикой движения поршня, режимом нагрузки.

Кинематика движения поршня массово распространённых машин с КШМ описывается широко известными соотношениями (по этой причине здесь эти соотношения не приводятся).

Применительно к условиям реализации рабочего цикла (РЦ) в бескривошипной машине рассматриваемой схемы с двухпериодной беговой дорожкой кинематические особенности движения поршня могут быть отображены уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{S_n}{2} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \\ v &= \omega \cdot S_n \cdot \sin 2\alpha \\ j &= 2 \cdot \omega^2 \cdot S_n \cdot \cos 2\alpha \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где s, v, j – текущие значения перемещения, скорости и ускорения поршня соответственно; α – текущий угол поворота грузового вала; S_n – полное перемещение (ход) поршня; ω – угловая частота вращения.

Приведённые кинематические соотношения (1) для БКМ и соответствующие широко известные соотношения для машин с КШМ позволяют сделать (применительно к численно равным значениям полных перемещений S_n поршня) сопоставление текущих параметров, характеризующих кинематику этих машин (рис. 2).

Ещё раз отметим то обстоятельство, что в БКМ с двухпериодной беговой дорожкой за один оборот грузового вала совершается четыре хода поршня, а в двигателе с КШМ – два. Поэтому сопоставление кинематических параметров машин целесообразно выполнить, учитывая период изменения этих параметров. Для двигателя с КШМ он составляет 360 град., для БКМ – 180. Иными словами s, v, j для названной цели удобно представить функциями относительного времени $\bar{t} = \frac{t_i}{t_{ц}} = \frac{\alpha}{\alpha_{ц}}$, где $t_{ц}, \alpha_{ц}$ – соответственно временная и фазовая (по углу поворота вала) продолжительность цикла. Графики, приведённые на рис. 2, выполнены с учётом названных обстоятельств. Анализ кинематических параметров машин (см. рис. 2), позволяет отметить, что характер их протекания подобен. Экстремальные значения s, v, j приведены в табл. 1.

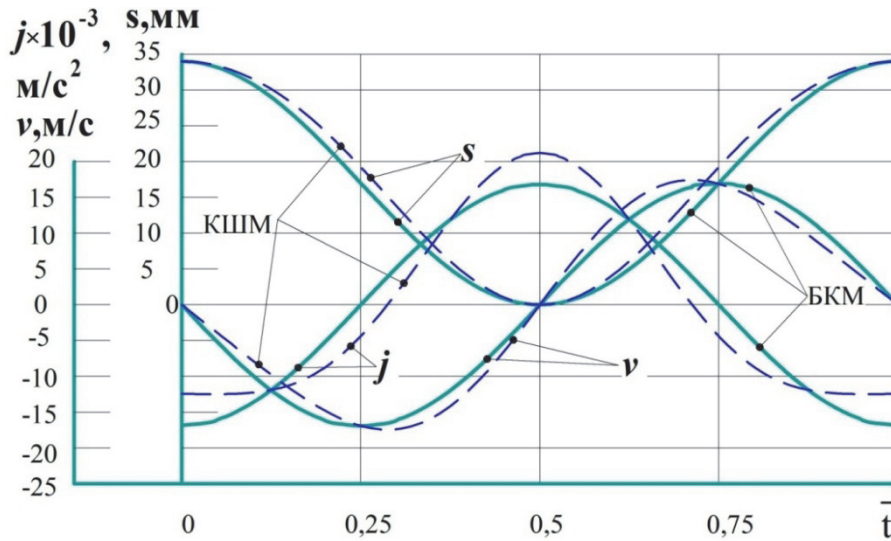


Рис. 2. Характер протекания кинематических параметров двигателей в функции относительного времени при $t_{ц} = 6,3 \cdot 10^{-3}$, с

Таблица 1

Численные значения параметров кинематики в экстремальных точках

\bar{t}	$s, \text{ м}$		$v, \text{ м/с}$		$j, \text{ м/с}^2$		
	0	0,5	0,25	0,208	0,5	0	0,5
КШМ	0,034	0	-16,91	-17,43 – макс.	0	-21199	12450
БКМ	0,034	0	-16,91 – макс.	–	0	-16824,93	16824

Моделирование параметров состояния РТ в процессе сжатия

Функцию для текущего перемещения поршня s в (1) перепишем в виде:

$$\frac{S_n}{2} \cdot (1 - \cos 2\alpha) = \frac{S_n}{2} \cdot \sigma(\alpha), \tag{2}$$

здесь $\sigma(\alpha)$ – кинематическая функция хода поршня (численное значение её определяется, в нашем случае, только текущим α).

По аналогии с Wiebe [5] используя (2), запишем функцию, характеризующую изменение объёма РТ в цилиндре:

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma(\alpha), \tag{3}$$

в которой ε – степень сжатия.

Тогда система уравнений для определения параметров состояния рабочего тела (давления p и температуры T) в процессе сжатия запишется в виде:

$$\left. \begin{aligned} p(\alpha) &= p_a \cdot \left[\frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha)} \right]^{n_1}, \\ T(\alpha) &= T_a \cdot \left[\frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha)} \right]^{n_1 - 1}, \\ \psi(\alpha) &= 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma(\alpha), \\ \sigma(\alpha) &= 1 - \cos 2\alpha, \end{aligned} \right\} \tag{4}$$

где n_1 – показатель политропического процесса.

Исходными условиями для решения системы являются численные значения параметров в начальной точке (точка «а» индикаторной диаграммы – положение в НМТ): $p = p_a$; $T = T_a$; $\psi(\alpha) = \psi(\alpha_a)$; $\sigma(\alpha) = \sigma(\alpha_a)$. Параметры состояния РТ в процессе сжатия применительно к двигателю с КШМ отображаются системой, аналогичной (4) [6]. Но в ней для определения значений $\sigma(\alpha)$ используется уравнение

$$\sigma(\alpha) = 1 + \frac{1}{\lambda} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right),$$

где $\lambda = r/L_{ш}$ (r – радиус кривошипа, $L_{ш}$ – длина шатуна).

Моделирование параметров состояния РТ в процессе сгорания

Параметры состояния РТ в процессе сгорания (прежде всего p и T) являются функцией многих факторов. В этой связи определение их текущих значений в этот период РЦ выполняется пошагово на базе методов численного интегрирования. Нами использован метод расчёта, предложенный И.И. Вибе [5], достаточно подробно изложенный в [6].

Важной составляющей метода является расчёт количеств теплоты, сообщаемых РТ вследствие горения топлива на каждом достаточно малом шаге расчёта. При этом для описания характера выделения теплоты используется уравнение выгорания Вибе:

$$x = 1 - \exp \left[-6,908 \cdot \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1} \right], \quad (5)$$

в котором t , t_z – текущее время и продолжительность сгорания соответственно; m – показатель характера сгорания.

Для целей сопоставительных исследований (оценки качеств РЦ двигателя с КШМ и БКМ) необходимы численные значения параметров m и φ_z , а также θ (угол опережения воспламенения). Это делалось на основании следующего. Полагалось, что характер горения углеводородных смесей определенного качества (например, характеризующихся одинаковыми значениями коэффициента избытка воздуха α) при близких численных значениях ϵ в 2- и 4-тактных двигателях во времени одинаков. Тогда значения m и t_z , определённые для 4-тактных двигателей, можно распространить и на 2-тактные. Так, по результатам обобщения экспериментального материала по бензиновым 4-тактным двигателям, работающим на частотах вращения 3500...5600 мин⁻¹ с $\alpha = 0,85...0,95$, установлено, что φ_z находится в пределах 35...50 град. ПКВ, $m = 3...3,5$. Учитывая связь временного интервала и соответствующей ему фазы поворота вала ($\varphi = 6 \cdot n \cdot t$), определили, что продолжительность горения смеси названного качества находится в пределах $1,5 \cdot 10^{-3} ... 1,6 \cdot 10^{-3}$ с. Соответствующие значения θ отвечают временным интервалам горения, находящихся в диапазоне $0,7 \cdot 10^{-3} ... 0,35 \cdot 10^{-3}$ с. Сказанное даёт основания для оценки численных значений θ и φ_z применительно к двигателям, работающим по 2-тактному циклу. Это, в свою очередь, позволяет расчётным путём выявить численные значения параметров, характеризующих состояние рабочего тела в процессе горения.

Отметим, что начальными условиями для расчёта горения являются параметры РТ, соответствующие завершению сжатия (момент, определяемый значением θ : точка y с соответствующими p_y , T_y , v_y).

Процесс расширения

Моделирование параметров в процессе расширения базируется на условии, что этот процесс является политропическим. Начальными условиями для расчёта являются численные значения параметров РТ в момент окончания сгорания (точка z на индикаторной диаграмме): $p = p_z$; $T = T_z$; $\psi(\alpha) = \psi(\alpha_z)$; $\sigma(\alpha) = \sigma(\alpha_z)$. Таким образом, система уравнений для расчёта текущих параметров имеет вид (применительно к БКМ):

$$\left. \begin{aligned} p(\alpha) &= p_z \cdot \left[\frac{\psi(\alpha_z)}{\psi(\alpha)} \right]^{n_2}, \\ T(\alpha) &= T_z \cdot \left[\frac{\psi(\alpha_z)}{\psi(\alpha)} \right]^{n_2-1}, \\ \psi(\alpha) &= 1 + \frac{\epsilon-1}{2} \cdot \sigma(\alpha), \\ \sigma(\alpha) &= 1 - \cos 2\alpha. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Для моделирования процесса в двигателе с КШМ используется система уравнений аналогичная (6). Но в ней $\sigma(\alpha)$ рассчитывается с учётом замечания, сделанного по поводу этой функции в тексте, касающегося моделирования параметров при сжатии.

Изменение параметров состояния РТ в течение РЦ для БКМ и для двигателя с КШМ иллюстрируется « $p-v$ » – диаграммой, рис. 3. На рис. 4 приведены графики изменения давлений и температур РТ в функции относительного времени. Сопоставительная оценка параметров по некоторым показателям цикла приводится в табл. 2.

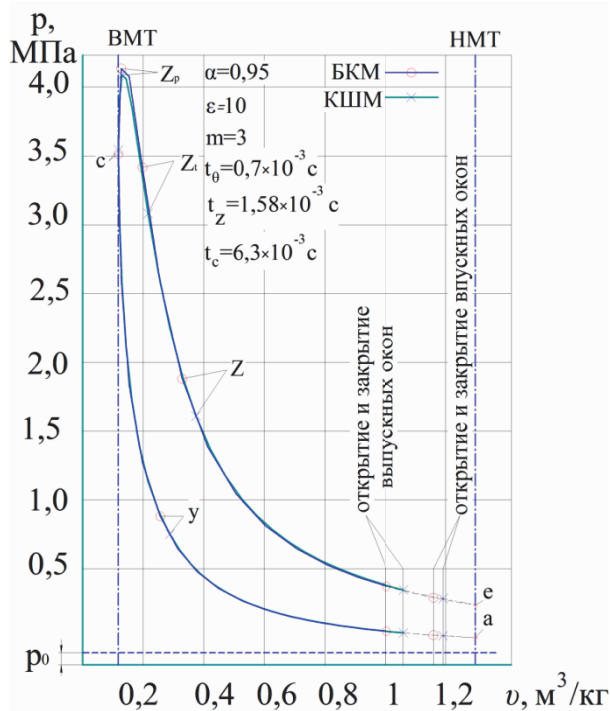


Рис. 3. Индикаторные «р-ν» диаграммы двигателей с КШМ и БКМ

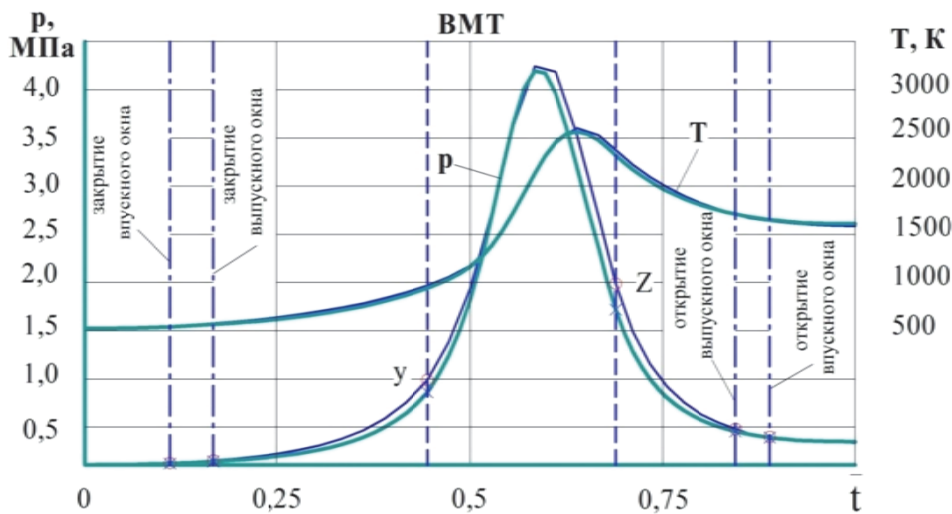


Рис. 4. Характер протекания давлений и температур РТ в функции относительного времени

Таблица 2

Сравнение основных термодинамических параметров двигателей

	$P_{\text{макс}}$, МПа	$\alpha_{P_{\text{макс}}}$, град. ПКВ	$T_{\text{макс}}$	$\alpha_{T_{\text{макс}}}$, град. ПКВ	p_i , МПа	η_i	g_i , г/(кВт·ч)
КШМ	4,19	10	2565	30	0,686	0,37	220
БКМ	4,24	5	2604	15	0,67	0,36	225

Расчётная оценка показателей РЦ бескривошипной поршневой тепловой машины и машины-двигателя с КШМ применительно к одинаковым условиям реализации РЦ (по величине ϵ , α , m , t_z , t_0 , $S_{\text{п}}$) даёт основания утверждать, что бескривошипный двигатель по таким параметрам цикла как $p_{\text{макс}}$, $T_{\text{макс}}$, p_i , η_i не уступает поршневому двигателю с КШМ. При этом производимая им работа, приходящаяся на один оборот грузового вала, превышает (почти в два раза) работу, производимую соответствующим двигателем с КШМ.

Литература

1. Daisaku Odawara, No. 520 Ueno Shiba-cho 5-cho, Sakai-shi, Japan. *Reciprocating Machine*. US3598094, Appl. No. 18.794; Filed Mar. 16, 1970; Patented Aug. 10, 1971; Priority Apr. 28, 1967, June 10, 1967; Japan; 42/26889 and 42/36781 Continuation of application Ser. No. 717,518, Apr. 1, 1968. now abandoned. U.S. Cl. 123/58 R, 123/43 A, 123/58 B, 123/58 C, 74/60, 91/205, 91/411; Int. Cl. F02b 75/26, F01b 13/06, F16h 33/00.

2. Hiromassa Kitaguchi, Chi-Iol, Simamachi, Komatsu-shi, Isikawa-ken, 923-03, Japan. *Crankless Engine*. US5007385, Apr. 16, 1991, Appl. No.: 501,712; Filed: Mar. 30. 1990 Int. Cl. F02B 75/04. US. Cl. 123/48 B; 123/58 BA; 123/78 E.

3. Пат. 2156871 С1 Российская Федерация, МПК 7 F 02 B 75/26, F 01 B 9/06. *Бескривошипный двигатель внутреннего сгорания* / Б.А. Шароглазов, В.Г. Ваганов. – № 99110007/06; заявл. 18.05.1999; опублик. 27.09.2000, Бюл. № 27.

4. Пат. 2460890 С1 Российская Федерация, МПК F02B 75/26 (2006.01), F02B 75/32 (2006.01), F01B 9/06 (2006.01). *Бескривошипная поршневая тепловая машина-двигатель* / Б.А. Шароглазов, С.Ю. Терехов, И.И. Колбин. – № 2011128944/06; заявл. 12.07.2011; опублик. 10.09.2012, Бюл. № 25.

5. Wiebe, I.I. *Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren* / I.I. Wiebe. – Berlin: Vebverlagstechnik, 1970. – 275 p.

6. Шароглазов, Б.А. *Поршневые двигатели: теория, моделирование и расчёт процессов* / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков. – Челябинск. Издат. центр ЮУрГУ, 2011. – 525 с.

Шароглазов Борис Александрович. Доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки Российской Федерации, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), G389@mail.ru.

Гофман Александр Викторович. Аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), Goffmann@mail.ru.

Поступила в редакцию 21 января 2014 г.

**Bulletin of the South Ural State University
Series "Mechanical Engineering Industry"
2014, vol. 14, no. 1, pp. 5–11**

PISTON HEAT ENGINE FOR ENERGY CONVERSION AND TRANSPORT WORK PERFORMANCE

*B.A. Sharoglazov, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, G389@mail.ru,
A.V. Goffman, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, Goffmann@mail.ru*

The report based on principles of equilibrium thermodynamics contains specification of method of energy characteristic calculation for piston heat engine (patent № 2460890) that is featured with direct conversion of reciprocating motion to rotational motion of the main shaft. Also, the report provides numerical characteristic of working cycle advantages of such engine.

Keywords: piston heat engine, working medium, working cycle, cycle characteristics, compression ratio, engine kinematics, indicator diagram.

References

1. Daisaku Odawara, No. 520 Ueno Shiba-cho 5-cho, Sakai-shi, Japan. *Reciprocating Machine*. US3598094, Appl. 18.794; Filed Mar. 16, 1970; Patented Aug. 10, 1971; Priority Apr. 28, 1967, June 10, 1967; Japan; 42/26889 and 42/36781 Continuation of application Ser. 717,518, Apr. 1, 1968. now

abandoned. U.S. Cl. 123/58 R, 123/43 A, 123/58 B, 123/58 C, 74/60, 91/205, 91/411; Int. Cl. F02b 75/26, F01b 13/06, F16h 33/00.

2. Hiromassa Kitaguchi, Chi-101, Simamachi, Komatsu-shi, Isikawa-ken, 923-03, Japan. *Crankless Engine*. US5007385, Apr. 16, 1991, Appl. 501,712; Filed: Mar. 30. 1990 Int. Cl. F02B 75/04. US. Cl. 123/48 B; 123/58 BA; 123/78 E.

3. Sharoglazov B.A., Vaganov V.G. *Beskrivoshipnyy dvigatel' vnutrennego sgoraniya* [Crankless Internal Combustion Engine]. Patent RF, № 2156871 C1 7 F 02 B 75/26, F 01 B 9/06, Application: 99110007/06, 18.05.1999; Date of publication: 27.09.2000. Bull. 27.

4. Sharoglazov B.A., Terekhov S.Yu., Kolbin I.I. *Beskrivoshipnaya porshnevaya teplovaya mashina-dvigatel'* [Axial Piston Thermal Engine]. Patent RF, № 2460890 C1 Int. Cl. F02B 75/26 (2006.01), F02B 75/32 (2006.01), F01B 9/06 (2006.01), Application: 2011128944/06, 12.07.2011.; Date of publication: 10.09.2012. Bull. 25.

5. Wiebe I.I. *Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren*. Berlin, Vebverlagtechnik, 1970. 275 p.

6. Sharoglazov B.A., Shishkov V.V. *Porshnevye dvigateli: teoriya, modelirovanie i raschet protsessov* [Piston Engine: Theory, Simulation and Calculation Process]. Chelyabinsk, South Ural St. Univ. Publ., 2011. 525 p.

Received 21 January 2014