

БОЙКОВ В. П., д-р техн. наук, проф.,
зав. каф. «Тракторы»
E-mail: trak_atf@bntu.by

ЖДАНОВИЧ Ч. И., канд. техн. наук, доц.,
доц. каф. «Тракторы»
E-mail: chzhdanovich@bntu.by

ПОЗДНЯКОВ Н. А.,
ст. преп. каф. «Тракторы»
E-mail: npozdnjakov@gmail.com

Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 03.09.2024

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОМБИНИРОВАННОГО МЕХАНИЗМА ОТБОРА МОЩНОСТИ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Эффективность конструктивной схемы любого механизма базируется на теоретических основах взаимодействия звеньев механизма между собой и в составе машины в целом. Исследуемый механизм предназначен для преобразования возвратно-поступательного движения поршня двигателя внутреннего сгорания во вращательное движение выходного вала, с которого отбирается мощность двигателя. Особенностью такого механизма является характер взаимодействия криволинейной поверхности направляющей, связанной с поршнем и совершающей возвратно-поступательное движение, с роликами, расположенными на консолях Т-образного вала, совершающего вращательное движение и кинематически связанным с выходным валом. Формирование участков криволинейной поверхности направляющей выполнено по ее развертке с выделением характерных участков, имеющих отличные геометрические параметры. Для обоснования конструктивных параметров механизма с описанными звеньями необходимо иметь представления об их взаимосвязи с получаемыми кинематическими характеристиками. Методика оценки кинематических показателей, включающая зависимости перемещения, скорости и ускорения поршня от угла поворота выходного вала разработана на основе анализа геометрических характеристик звеньев механизма и особенностей их взаимного перемещения. В соответствии с поставленной целью аналитических исследований комбинированного механизма отбора мощности поршневого ДВС были определены принципы выбора конструктивных параметров передаточных элементов, необходимых для оценки энергетической характеристики механизма.

Ключевые слова: механизм отбора мощности, тангенциальный механизм, профиль направляющей, скорость поршня, ускорение поршня, развертка направляющей, угол поворота направляющей.

Введение

Одним из направлений повышения эффективности автотракторных ДВС является применение рациональных схем преобразования тепловой энергии сгорания топлива в механическую работу. Такое преобразование традиционно происходит с помощью классического кривошипно-шатунного механизма (КШМ)

[1, 2]. Его свойства и технология изготовления совершенствовались более 100 лет, а конструктивные особенности во многом оказывают влияние на общий КПД двигателя [3].

Это позволяет получать значения удельной мощности, характерные и приемлемые для современных поршневых ДВС, используемых преимущественно в качестве энергетических

установок тягово-транспортных средств, а их общий (эффективный) КПД не превышает 42 % [4], во многом ввиду особенностей силового взаимодействия звеньев КШМ (рис. 1, а).

В течение длительного срока использования классического КШМ предпринимались многочисленные попытки поиска и применения альтернативных кинематических схем [5–8] однако широкого применения в области автотракторостроения они не нашли по разным причинам [9].

Предлагаемая схема комбинированного механизма преобразования поступательного движения поршня во вращательное движение выходного вала двигателя, подробно описанная в [10], имеет ряд преимуществ по сравнению с традиционным КШМ и позволит достичь снижения механических и тепловых потерь поршневых ДВС до 40 %.

Такая схема предполагает преобразование возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение выходного вала путем кинематического взаимодействия направляющей (рис. 1, б) передаточного элемента, жестко связанного с поршнем, с роликом Т-образного вала. Поскольку тангенциальная сила T в описанном механизме создается в плоскости вращения ролика, то такой механизм в работе [11] предлагается называть тангенциальным.

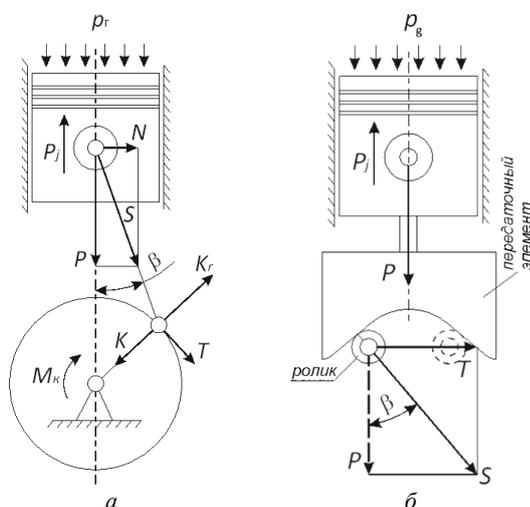


Рисунок 1 – Схемы сил, действующих в КШМ (а) и тангенциальном механизме (б):

p_g – давление в цилиндре; P – сила, передаваемая вдоль оси цилиндра; T – тангенциальная сила; P_j – сила инерции возвратно-поступательно движущихся деталей; S – суммарная сила, действующая на кривошип; K – сила, действующая по радиусу кривошипа; N – радиальная сила на стенку цилиндра; K_r – центробежная сила инерции кривошипа; M_k – крутящий момент

Для обоснованной оценки эффективности тангенциального механизма, а также оптимизации конструктивных параметров его дета-

лей, необходимо определить принципы геометрического построения взаимодействующих поверхностей и оценочные кинематические параметры.

Цель работы – провести кинематический анализ комбинированного механизма отбора мощности поршневого ДВС.

Принципы построения поверхности направляющей

Энергия термодинамического цикла внутри цилиндра двигателя в механизме отбора мощности передается от поступательно движущегося поршня через шток, на котором закреплен передаточный элемент (рис. 1, б), взаимодействующая с роликами Т-образного вала.

Передаточный элемент имеет криволинейную направляющую и выполнен в форме цилиндра с профильной контактной поверхностью. Развертка профиля контактной поверхности представлена на рис. 2.

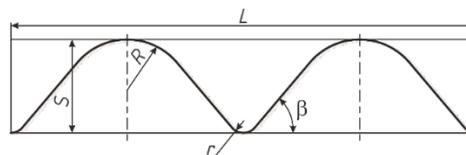


Рисунок 2 – Схема профиля направляющей

Профиль направляющей имеет следующие параметры:

- длина профиля L , определяемая средним диаметром D_{cp} направляющей;
- высота профиля, равная величине хода поршня S , совершаемого при его движении от верхней мертвой точки до нижней мертвой точки;
- внутренним радиусом профиля R ;
- внешним радиусом профиля r ;
- углом наклона профиля β .

При заданных параметрах цилиндропоршневой части двигателя, определяемых диаметром D цилиндра и хода S поршня параметры развертки направляющей будут определены исходя из ее базовых параметров: R , r , β .

Анализируя геометрические соотношения отдельных участков развертки направляющей, можно определить длину развертки L .

Для этого определим высоты l_c и L_c (рис. 3), используя свойства вписанных окружностей радиусами r и R : в треугольники с вершинами A и B :

$$l_c = \frac{r}{\sin(\gamma/2)}; \quad L_c = \frac{R}{\sin(\gamma/2)},$$

где γ – угол у вершин A и B , который определяется как $\gamma = 180 - 2\beta$, тогда:

$$l_c = \frac{r}{\sin(90-\beta)}; \quad L_c = \frac{R}{\sin(90-\beta)}. \quad (1)$$

Условная высота направляющей, ограниченная вершинами A и B :

$$S' = S + (l_c - r) + (L_c - R). \quad (2)$$

Тогда длина развертки (рис. 2):

$$L = 4 \cdot \frac{S'}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{4 \cdot (S + l_c - r + L_c - R)}{\operatorname{tg}\beta}. \quad (3)$$

Учитывая зависимости (1–3) окончательно определяем:

$$L = 4 \cdot \left(S + \frac{r}{\sin(90-\beta)} - r + \frac{R}{\sin(90-\beta)} - R \right) / \operatorname{tg}\beta. \quad (4)$$

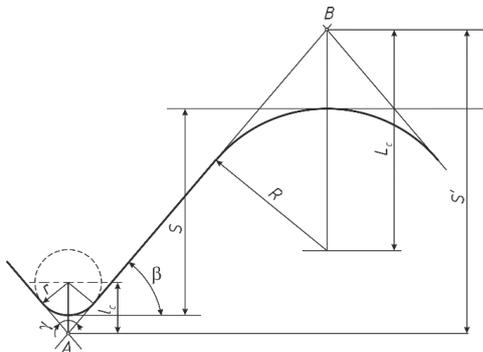


Рисунок 3 – Схема для определения параметров развертки

Средний диаметр направляющей:

$$D_{cp} = \frac{L}{\pi} = \frac{4 \cdot \left(S + \frac{r}{\sin(90-\beta)} - r + \frac{R}{\sin(90-\beta)} - R \right) / \operatorname{tg}\beta}{\pi}. \quad (5)$$

Результаты расчетов параметров направляющей для нескольких значений хода S поршня представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Параметры поверхностей направляющей

Ход поршня S , мм	50	56	78
Внутренний радиус профиля R , мм		52	
Внешний радиус профиля r , мм		12	
Угол наклона профиля β , град		50	
Угол раствора профиля γ , град		80	
Высота угла над радиусом вершины l_c , мм		18,67	

Окончание таблицы 1

Высота угла над радиусом впадины L_c , мм	80,90		
Условная высота направляющей S' , мм	85,6	91,6	113,6
Длина развертки L , мм	287,2	307,3	381,2
Средний диаметр направляющей D_{cp} , мм	91,4	97,8	121,3

Предварительно с целью повышения степени унификации деталей двигателя и технологического оборудования для их производства значения R и r , а также угол наклона профиля β приняты одинаковыми для всех значений S .

Кинематика взаимодействия ролика и направляющей

Характер силового взаимодействия поверхности направляющей и ролика Т-образного вала отбора мощности определяется кинематическими параметрами ролика и профиля направляющей.

Задачей кинематического анализа ролика и направляющей является определение координат положения ролика в зависимости от угла φ поворота Т-образного вала.

Схема перемещения ролика по профилю развертки направляющей представлена на рис. 4.

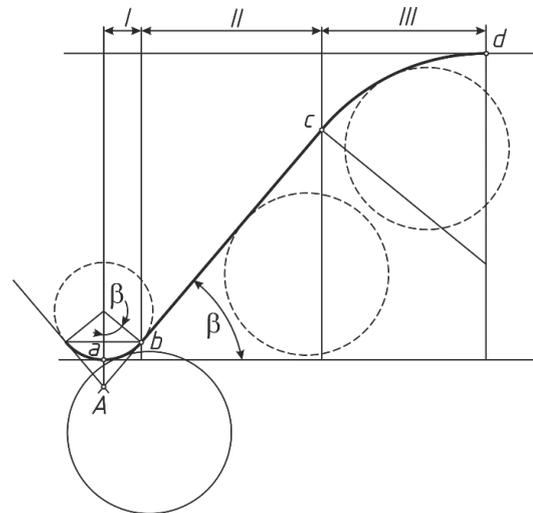


Рисунок 4 – Схема перемещения ролика по профилю развертки направляющей

Всю развертку профиля удобно представить в виде характерных участков:

I – движение ролика по криволинейной поверхности с радиусом r ;

II – движение ролика по поверхности с постоянным углом наклона β ;

III – движение ролика внутри криволинейной поверхности с радиусом R .

Рассмотрим особенности движения ролика на каждом из участков. Основная цель кинема-

тического расчета на участках – определение текущего значения угла β наклона профиля направляющей, перемещения поршня s , скорости v и ускорения j , соответствующих заданным значениям угла φ поворота Т-образного вала.

Исследуя участок I (рис. 4), рассмотрим схему, представленную на рис. 5.

Рассмотрим движение ролика при перемещении его из точки a в точку a' . При этом горизонтальное перемещение ΔL оси ролика будет соответствовать углу поворота Т-образного вала относительно направляющей на угол $\Delta\varphi$:

$$\Delta L = \frac{\Delta\varphi \cdot L}{360}, \quad (6)$$

где L – общая длина направляющей.

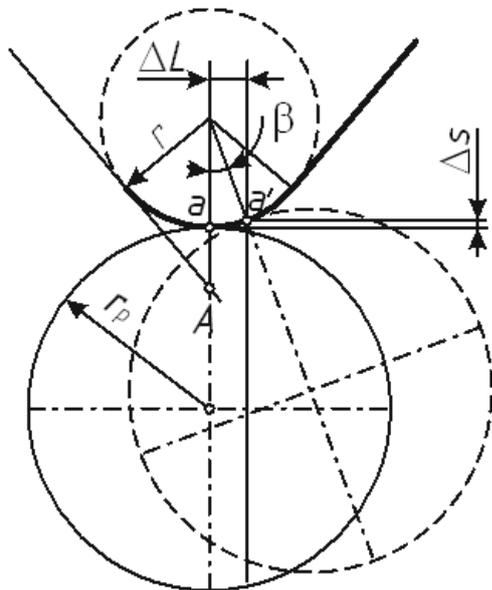


Рисунок 5 – Схема качения ролика на участке I развертки профиля направляющей

Вертикальное перемещение Δs ролика с направляющей и, соответственно, поршня определится как:

$$\Delta s = r \cdot (1 - \cos\beta), \quad (7)$$

где r – внешний радиус профиля; β – значение угла наклона профиля, соответствующее углу поворота $\Delta\varphi$.

Значение угла β в зависимости от $\Delta\varphi$ можно определить как:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{\Delta L}{r}\right). \quad (8)$$

Зависимость угла β от угла поворота Т-образного вала представлена на рис. 6.

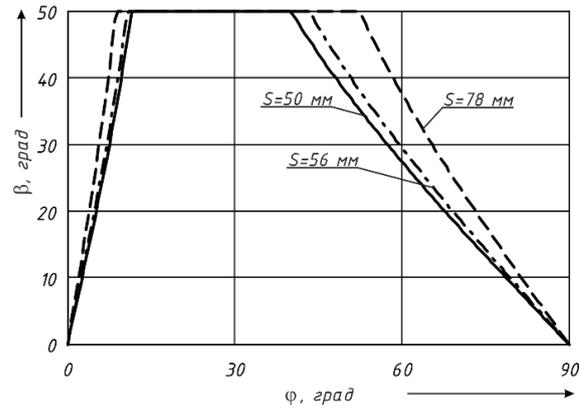


Рисунок 6 – Характер изменения угла наклона профиля β по углу φ поворота вала отбора мощности при различных величинах хода S поршня

Время Δt , за которое направляющая с поршнем переместятся на величину Δs , соответствующую углу $\Delta\varphi$, зависит от угловой скорости ω вращения Т-образного вала, и, с учетом того, что четырехтактный цикл двигателя совершается за один оборот (360°) выходного вала:

$$\Delta t = \frac{2 \cdot \pi \cdot \Delta\varphi}{360 \cdot \omega}.$$

Учитывая, что $\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$, получим:

$$\Delta t = \frac{\Delta\varphi}{6 \cdot n}, \quad (9)$$

где n – частота вращения вала отбора мощности.

Скорость v вертикального перемещения направляющей определяется дифференцированием перемещения s направляющей по времени t :

$$v = \frac{ds}{dt}. \quad (10)$$

Ускорение j вертикального перемещения направляющей определяется дифференцированием скорости v по времени t :

$$j = \frac{dv}{dt}. \quad (11)$$

В данной работе используем метод численного табличного дифференцирования.

На участке II движения ролика по профилю направляющей угол β наклона направляющей имеет постоянное значение, а значения кинематических показателей в зависимости от угла φ поворота Т-образного вала:

$$\Delta s = \Delta L \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

а скорости и ускорения определяются дифференцированием (10) и (11).

Движение ролика на участке III (рис. 7) аналогично движению ролика на участке I. Отличие заключается в характере внутреннего «зацепления» ролика с поверхностью профиля направляющей.

Горизонтальное перемещение определяется зависимостью (6). Вертикальное перемещение Δs ролика с направляющей и, соответственно, поршня:

$$\Delta s = S - R \cdot (1 - \cos \beta),$$

где S – ход поршня.

Значение угла β в зависимости от $\Delta \varphi$ можно определить по (8), используя вместо r значение R . Время Δt , за которое направляющая с поршнем переместятся на величину Δs определяется зависимостью (9). Скорость v перемещения поршня определяется дифференцированием перемещения s поршня по времени t в соответствии с (10) и (11).

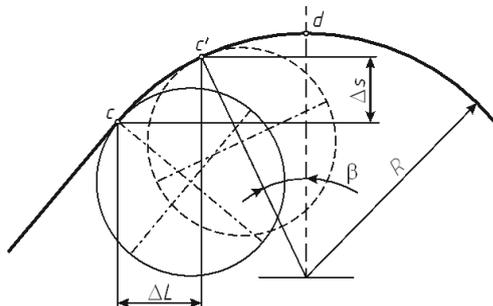


Рисунок 7 – Схема качения ролика на участке III развертки профиля направляющей

Результаты расчета перемещения, скорости и ускорения представлены на рис. 8–10.

Заключение

В соответствии с поставленной целью аналитических исследований комбинированного механизма отбора мощности поршневого ДВС были определены принципы выбора конструктивных параметров передаточных элементов, необходимых для оценки энергетической характеристики механизма. Такими параметрами являются: длина L профиля направляющей; высота S профиля; внутренний радиус R профиля; внешний радиус r профиля; угол β наклона профиля. Выполненный кинематический анализ, включающий зависимости перемещения s , скорости v и ускорения j поршня от угла поворота выходного вала позволит в дальнейшем

определять динамические показатели комбинированного механизма отбора мощности и оценивать прочностные свойства его деталей.

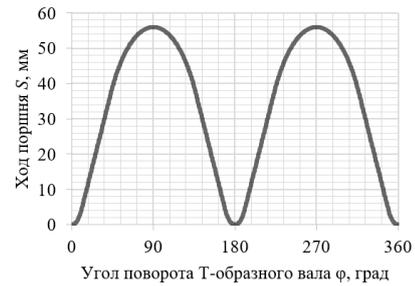


Рисунок 8 – График зависимости перемещения s поршня от угла φ поворота T-образного вала

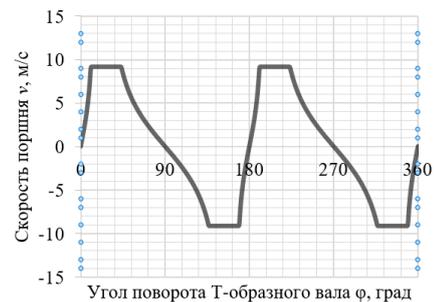


Рисунок 9 – График зависимости скорости v поршня от угла φ поворота T-образного вала

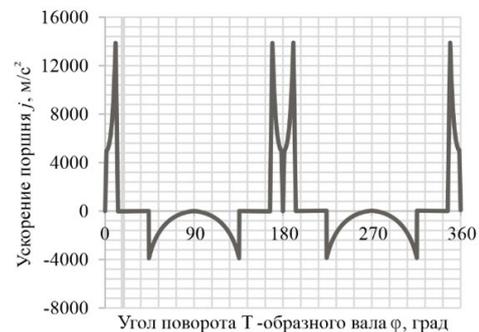


Рисунок 10 – График зависимости ускорения j поршня от угла φ поворота T-образного вала

Литература

1. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учебное пособие для студентов высших учебных заведений / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М. : Высшая школа, 2008. – 496 с.
2. Автомобильные двигатели / В. М. Архангельский, М. М. Вихерт, А. Н. Воинов [и др.]; под ред. М. С. Ховаха. – М. : Машиностроение, 1977. – 591 с.
3. Расчет систем и механизмов двигателей внутреннего сгорания математическими методами: учебное пособие / Ю. П. Макушев, Т. А. Полякова, Л. Ю. Михайлова [и др.]; под ред. Ю. П. Макушева. – Омск : СибАДИ, 2011. – 284 с.

4. Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование: учебник для вузов : в 3 кн. / В. Н. Луканин, И. В. Алексеев, М. Г. Шатров [и др.]; под ред. В. Н. Луканина и М. Г. Шатрова. – 3 изд. перераб. – М. : Высш. шк., 2007. – 3 кн.

5. Баландин, С.С. Бесплатунные двигатели внутреннего сгорания : в 3 кн. / С.С. Баландин. – М. : Машиностроение, 1972 г. – 3 кн.

6. Альтернативные схемы двигателей: пособие для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» / сост.: В. В. Альферович. – Минск : БНТУ, 2022. – 49 с.

7. Тер-Мкртичян, Г.Г. Вопросы теории двигателей с управляемым движением поршней с плоскими преобразующими механизмами / Г. Г. Тер-Мкртичян, В. Ф. Кутенев, А. И. Яминин. – М. : НАМИ, 2004. – 240 с.

8. Тер-Мкртичян, Г. Г. Управление движением поршней в двигателях внутреннего сгорания / Г. Г. Тер-Мкртичян. – М. : Металлургия, 2011. – 304 с.

9. Машиностроение. Двигатели внутреннего сгорания / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков [и др.]; под общ. ред. А. А. Александрова

и Н. А. Иващенко. – М. : Машиностроение. – 2013. – 784 с.

10. Бойков, В. П. Анализ кинематических схем автотракторных двигателей / В. П. Бойков, Н. А. Поздняков, П. В. Шаплыко // Автотракторостроение и автомобильный транспорт: сборник научных трудов: в 2 т. / Белорусский национальный технический университет, Автотракторный факультет; редкол.: Д. В. Капский (отв. ред.) [и др.]. – Минск: БНТУ, 2022. – Т. 1. – С. 174–183.

11. Бойков, В. П. Энергетический анализ тангенциального механизма двигателя внутреннего сгорания (ДВС) / В. П. Бойков, П. В. Шаплыко, Н. А. Поздняков // Научные решения проблем развития тракторной техники, многоцелевых колесных и гусеничных машин, городского электротранспорта: сборник научных трудов Международной научно-практической конференции, посвященный 65-летию кафедры «Тракторы», 20–21 января 2019 / редкол.: В. П. Бойков (отв. ред.) [и др.]. – Минск : БНТУ, 2019. – С. 127–136.

UDK 629.114.4

BOIKOV Vladimir P., Doctor of technical Sciences, Professor,
Head of the Department «Tractors»¹
E-mail: trak_atf@bntu.by

ZHDANOVICH Cheslav I., Ph. D. in Engineering, Associate Professor,
Associate Professor
E-mail: chzhdanovich@bntu.by

POZDNJAKOV Nikolai. A.,
Senior Lecturer
E-mail: npozdnjakov@gmail.com

Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Received 03 September 2024

KINEMATIC ANALYSIS OF THE COMBINED POWER TAKE-OFF MECHANISM OF A RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION ENGINE

The effectiveness of the constructive scheme of any mechanism is based on the theoretical foundations of the interaction of the links of the mechanism with each other and as part of the machine as a whole. The mechanism under study is designed to convert the reciprocating motion of the piston of an internal

combustion engine into the rotational motion of the output shaft, from which the engine power is taken. A feature of such a mechanism is the nature of the interaction of the curved surface of the guide connected to the piston and performing reciprocating motion with the rollers located on the consoles of the T-shaped shaft performing rotational motion and kinematically connected to the output shaft. The formation of sections of the curved surface of the guide is performed according to its sweep with the allocation of characteristic sections with excellent geometric parameters. To substantiate the structural parameters of the mechanism with the described links, it is necessary to have an idea of their relationship with the obtained kinematic characteristics. The methodology for evaluating kinematic indicators, including the dependence of displacement, speed and acceleration of the piston on the angle of rotation of the output shaft, is developed based on the analysis of the geometric characteristics of the links of the mechanism and the features of their mutual movement. In accordance with the objective of analytical studies of the combined power take-off mechanism of a reciprocating internal combustion engine, the principles of selecting the design parameters of the transmission elements necessary to assess the energy characteristics of the mechanism were determined.

Keywords: *power take-off mechanism, tangential mechanism, guide profile, piston speed, piston acceleration, guide sweep, guide rotation angle.*

References

1. Kolchin, A. I. Calculation of automobile and tractor engines: a textbook for students of higher educational institutions / A. I. Kolchin, V. P. Demidov. – ed. 4th. – M. : Higher School, 2008. – 496 p.
2. Automobile engines / V. M. Arkhangelsky, M. M. Vihert, A. N. Warriors [et al.]; edited by M. S. Khovakha. – M. : «Mechanical Engineering», 1977. – 591 p.
3. Calculation of systems and mechanisms of internal combustion engines by mathematical methods: textbook / Yu. P. Makushev, T. A. Polyakova, L. Yu. Mikhailova [et al.]; edited by Yu. P. Makushev. – Omsk : SibADI, 2011. – 284 p.
4. Internal combustion engines. Dynamics and design: textbook for universities : in 3 books / V. N. Lukanin, I. V. Alekseev, M. G. Shatrov [et al.]; edited by V. N. Lukanin and M. G. Shatrov. – 3rd ed. – M.: Higher School, 2007. – 3 b.
5. Balandin, S. S. Piston-less internal combustion engines : in 3 books / S. S. Balandin. M.: Mechanical engineering, 1972. – 3 b.
6. Alternative engine circuits: a guide for students of the specialty 1-37 01 01 «Internal combustion engines» / comp.: V. V. Alferovich. – Minsk : BNTU, 2022. – 49 p.
7. Ter-Mkrtichyan, G. G. Questions of the theory of engines with controlled piston movement with flat converting mechanisms / G. G. Ter-Mkrtichyan, V. F. Kootenev, A. I. Yamanin. – M. : NAMI Publishing House, 2004. – 240 p.
8. Ter-Mkrtichyan, G. G. Control of piston movement in internal combustion engines / G. G. Ter-Mkrtichyan. – M. : Metallizdat, 2011. – 304 p.
9. Mechanical engineering. Editorial board / L. V. Grekhov, N. A. Ivashchenko, V. A. Markov [et al.]; Under the general editorship of A. A. Alexandrov and N. A. Ivashchenko. – M. : Mechanical Engineering, 2013. – 784 p.
10. Boikov, V. P. Analysis of kinematic schemes of the cars and tractors engines / V. P. Boikov, N. A. Pozdnyakov, P. V. Shaplyko // Automotive engineering and automobile transport: collection of scientific papers : in 2 vol. / Belarusian National Technical University, Faculty of Automotive Engineering; editorial board.: D. V. Kapsky (ed.) [et al.]. – Minsk : BNTU, 2022. – Vol. 1. – P. 174–183.
11. Boikov, V. P. Energy analysis of the tangential mechanism of an axial automobile combustion engine / V. P. Boikov, P. V. Shaplyko, N. A. Pozdnyakov // Scientific solutions to problems of development of tractor equipment, multi-purpose wheeled and tracked vehicles, urban electric transport : collection of scientific papers of the International Scientific and Practical Conference dedicated to the 65th anniversary of the department «Tractors», January 20–21, 2019 / editorial board: V. P. Boikov (ed.) [et al.]. – Minsk : BNTU, 2019. – P. 127–136.