

УДК 621.436.016

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.75-82>**А.А. Дикий**, асист., **П.С. Воляк**, асист., **Э.П. Банарь**, асист.*Государственный аграрный университет Молдовы, г. Кишинёв, Молдова**e-mail: p.voleac@gmail.com, alex.dichii@mail.ru, edu.banari@gmail.com*

Математическое моделирование энергетических и экономических параметров двигателя 4DC-125/110 работающего на различных видах топлива на основании теплового расчета

В статье представлена математическая модель теплового расчета двигателей с воспламенением от сжатия. В качестве примера выбрана конкретная модель 4DC-125/110, на основе которой определены энергетические и экономические показатели двигателя для питания альтернативными видами топлива с целью выявления наилучших результатов. Использование результатов теоретического анализа на практике позволит более эффективно и обоснованно подходить к выбору топлива для дизельных двигателей внутреннего сгорания.

биотопливо, метан, дизтопливо, тепловой расчет, традиционное топливо, рапсовое масло, эффективная мощность, термодинамический газодизельный цикл

О.А. Дикий, асист., **П.С. Воляк**, асист., **Е.П. Банарь**, асист.*Державний аграрний університет Молдови, м. Кишинів, Молдова*

Математичне моделювання енергетичних та економічних параметрів двигуна 4DC-125/110, який працює на різних видах палива на підставі теплового розрахунку

У статті наведено математичну модель теплового розрахунку двигунів із запалюванням від стиснення. Як приклад обрано конкретну модель 4DC-125/110 на основі якої визначені енергетичні та економічні показники двигуна для живлення альтернативними видами палива з метою виявлення найкращих результатів. Використання результатів теоретичного аналізу на практиці дозволить більш ефективно і обґрунтовано підходити до вибору палива для дизельних двигунів внутрішнього згорання.

біопаливо, метан, дизпаливо, тепловий розрахунок, традиційне паливо, рапсове масло, ефективна потужність, термодинамічний газодизельний цикл

Постановка проблемы. В последнее время все чаще наблюдается рост цен на топливо, особенно на бензин и дизельное топливо, и этот факт требует поиска альтернативных решений для питания современных двигателей.

Одним из множества путей решения, является использование сжатого природного газа в качестве топлива, которое может улучшить и экологическую ситуацию.

В общей массе загрязняющих веществ при эксплуатации транспортных средств, доля выбросов относительно невелика и обычно не превышает 4% от общих выбросов источников загрязнения. Тем не менее выбросы автомобилей часто достаточны, чтобы вызвать интенсивное локальное загрязнение представляющее значительную опасность не только для водителей, но и для населения, животных, растений и почвы [1].

Процессы происходящие в двигателях с воспламенением от сжатия представляют собой сложные газодинамические и термодинамические явления сопровождающиеся быстрыми изменениями тепла, получением механической работы, а также непосредственно имеют место разные физико-химические явления определяющие качественные и количественные изменения рабочего тела [2].

Тепловой расчет двигателя с воспламенением от сжатия позволяет определить сравнительные параметры рабочих циклов, энергетические и экономические показатели, а также изменение давления рабочего тела в цилиндрах двигателя при работе как на дизельном топливе, так и на биотопливе [2].

Анализ последних исследований и публикаций. В качестве математической модели теплового расчета принят метод описанный в статье “Методические указания теплового расчета ДВС” [3]. Этот метод может применяться и в случае замены традиционного топлива другим видом топлива (биотопливо, частично метаном). Цель данной статьи – представить метод расчета и оценки полученных результатов работы двигателя 4DC-125/110 для различных видов топлива. Некоторые изначальные данные получены электрическим тормозом постоянного тока МПБ-32/27 авторами [1].

Постановка задачи. Целью данной работы является выполнение теплового расчета для двигателя модели 4DC-125/110 работающего на различных видах топлива в результате которого станет возможным сравнение экономико-энергетических параметров.

Изложение материала. Предложен тепловой расчет, для номинального режима выполненный в соответствии с выбранным методом. Используются необходимые предварительные значения, ранее известные, а также данные, полученные в результате эксперимента. Соответствующие данные представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Начальные параметры для расчета

Параметры		Топливо			
		Дизтопливо	Дизтопливо + Метан (CH ₄) (80%+20%)	Дизтопливо + Биотопливо (рапсовое масло) (80%+20%)	Биотопливо + Метан (CH ₄) (80%+20%)
1	Обороты двигателя, n , мин ⁻¹	2200	2200	2200	2200
2	Число цилиндров, i	4	4	4	4
3	Степень сжатия, ϵ	16	16	16	16 [2]
4	Объем двигателя, V_d	4,75	4,75	4,75	4,75
5	Давление окружающей среды, P_0 , МПа	0,102	0,102	0,102	0,102
6	Температура окружающей среды, T_0 , °К	293	293	293	293
7	Предварительный нагрев смеси, ΔT , °К	15	15	15	15 [2]
8	Потери давления в коллекторе, (газодинамические потери), ΔP_a , МПа	0,02	0,02	0,02	0,02 [6]
9	Температура выхлопных газов, T_r , °К	850	850	900 [2]	850
10	Степень повышения давления, λ	1,4	1,42	1,3 [2]	1,42 [6]
11	Коэффициент избытка воздуха, α	1,5	1,44	1,25 [2]	1,44 [6]
12	Коэффициент использования тепла, ζ	0,82	0,82	0,82	0,82 [6]
13	Коэффициент полноты индикаторной диаграммы, ν	0,94	0,94	0,94	0,94 [6]
14	Энергетическая мощность топлива, Q_d , МДж/кг	42,70 [6]	43,38 [6]	41,68 [6]	39,31 [6]

Энергетическая мощность разных видов топлива:

1. Дизтопливо, $Q_d = 42,7$ МДж/кг [5, 6].
2. Биотопливо из рапсового масла, $Q_d = 43,24$ МДж/кг [4].
3. Промышленный метан, $Q_d = 46,1$ МДж/кг [5].

Параметры процесса газообмена. Прежде всего определяется давление в конце процесса впуска – P_a и в случае атмосферных двигателей оно может быть получено из соотношения:

$$P_a = P_0 - \Delta P_a, \text{ МПа} . \quad (1)$$

Давление выхлопных газов (в конце выпуска) – P_r , можно получить из уравнения:

$$P_r = P_0 \left[1 + (0,55 \cdot 10^{-4} \cdot n) \right], \text{ МПа} \quad (2)$$

Коэффициент остаточных газов определяют по формуле:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T \cdot P_r}{T_r \cdot \varepsilon \cdot P_a - P_r} . \quad (3)$$

Температура в конце впуска можно рассчитать из отношения:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ } ^\circ K \quad (4)$$

Параметры процесса сжатия. Процесс сжатия в двигателях с воспламенением от сжатия является политропным процессом в котором показатель политропы n_c по своей величине лежит в пределах между показателями адиабаты и изотермы и ориентировочно может быть определен по выражению В. А. Петрова [3].

$$n_c = 1,41 - \frac{100}{n} . \quad (5)$$

Давление в конце процесса сжатия определяется из выражения:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_c}, \text{ МПа} \quad (6)$$

Температура в конце процесса сжатия можно подсчитывать из соотношения:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_c - 1}, \text{ } ^\circ K \quad (7)$$

Параметры процесса сгорания. Зная массовый состав воздуха (приблизительно 77% N_2 и 23% O_2) можно рассчитать теоретическое минимальное количество воздуха необходимое для полного сгорания:

$$L_{мин} = \frac{O_{2,мин}}{0,23} = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H_2 - O_2 \right), \frac{\text{кг.воздуха}}{\text{кг.топлива}} \quad (8)$$

или:

$$L_0 = \frac{L_{мин}}{29} = \frac{1}{6,67} \left(\frac{8}{3} C + 8H_2 - O_2 \right), \frac{\text{кг.воздуха}}{\text{кг.топлива}} \quad (9)$$

Количество остаточных газов определяется по формуле:

$$M_r = \gamma_r \cdot \alpha \cdot L_0, \frac{\text{Кмоль}}{\text{кг.топлива}} \quad (10)$$

Количество продуктов сгорания для одного килограмма топлива при $\alpha > 1$:

$$M_c = \alpha \cdot L_0 + \frac{H_2}{4} + \frac{O_2}{32}, \frac{\text{Кмоль}}{\text{кг.топлива}}. \quad (11)$$

Количество молей газов до сгорания и после сгорания определяется по формулам:

$$\text{До сгорания:} \quad M_c = \alpha \cdot L_0 (1 + \gamma_r), \frac{\text{Кмоль}}{\text{кг.топлива}}. \quad (12)$$

$$\text{После сгорания:} \quad M_z = M + M_r, \frac{\text{Кмоль}}{\text{кг.топлива}}. \quad (13)$$

Расчетный коэффициент молекулярного изменения определяется по формуле:

$$\mu = \frac{M_z}{M_c}. \quad (14)$$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания – C_{v1} (в интервале от 500 °К...3000 °К) определяется по формуле:

$$C_{v1} = A + B \cdot T_c = 20,16 + 0,00173 \cdot T_c. \quad (15)$$

С другой стороны:

$$(C_{v1} + 8,315 \cdot \lambda) + \frac{Q_d \cdot \xi}{M_c} = S_1. \quad (16)$$

$$A^{11} = \frac{0,92}{\alpha} + 28,315. \quad (17)$$

$$B^1 = \left(\frac{13,8}{\alpha} + 15,5 \right) \cdot 10^{-4} \quad (18)$$

Температура в конце сгорания после математических преобразований можно определить из отношения:

$$T_z = \frac{-\mu A^{11} \pm \sqrt{(\mu A^{11})^2 + 4\mu B^1 \cdot S_1}}{2\mu B^1}, \text{ } ^\circ K \quad (19)$$

Давление в конце процесса сгорания:

$$P_z = \lambda \cdot P_c, \text{ МПа} \quad (20)$$

Степень предварительного расширения газов определяется из соотношения:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}. \quad (21)$$

Параметры процесса расширения. Исходя из того что процесс расширения протекает одновременно с сгоранием то часть полученной тепловой энергии превращается в механическую работу. В таком случае можно допускать что расширение имеет показатель политропы $n_d = \text{const}$ [3].

$$n_d = 1,22 + \frac{130}{n}. \quad (22)$$

Степень последующего расширения определяют из выражения:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}. \quad (23)$$

Давление в конце процесса расширения:

$$P_b = P_z \frac{1}{\delta^{n_d}}, \text{ МПа} \quad (24)$$

Температура в конце процесса расширения:

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_d-1}}, \text{ } ^\circ\text{K} \quad (25)$$

Среднее теоретическое (расчетное) индикаторное давление:

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[(\rho - 1) \cdot \lambda_p + \frac{\lambda_p \cdot \rho}{n_d - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_d-1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c-1}} \right) \right], \text{ МПа} \quad (26)$$

Среднее действительное индикаторное давление:

$$P_i = P_i' \cdot \nu, \text{ МПа} \quad (27)$$

Индикаторный КПД подсчитывается по формуле:

$$\eta_i = P_i \frac{8,315 \cdot M_c \cdot T_c (\varepsilon - 1)}{P_c \cdot Q_d} \quad (28)$$

Средняя скорость движения поршня:

$$w_{cp} = \frac{2 \cdot S}{60/n} = \frac{S \cdot n}{30}, \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} \quad (29)$$

Давление механических потерь:

$$P_m = 0,089 + 0,0118 \cdot w_{cp}, \text{ МПа} . \quad (30)$$

Механический КПД определяется по выражению:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - P_m}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i}. \quad (31)$$

Среднее эффективное давление:

$$P_e = P_i - P_m, \text{ МПа} \quad (32)$$

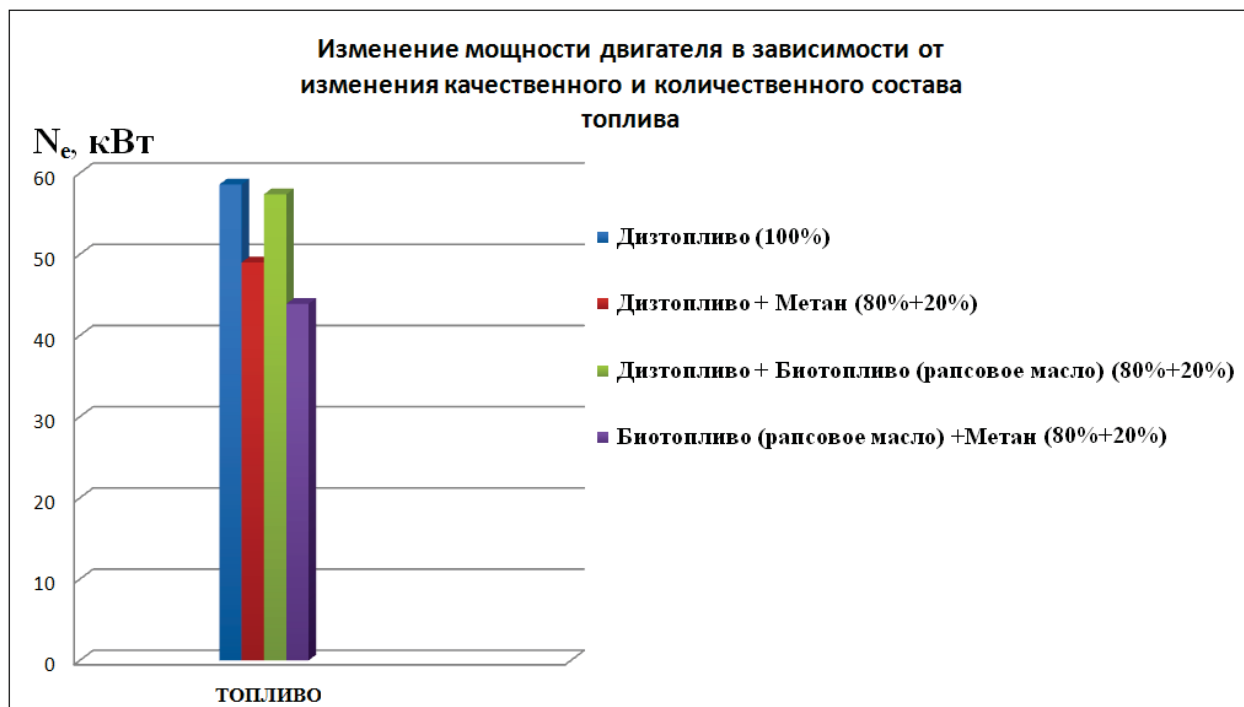


Рисунок 1 – Влияние количественного и качественного состава топлива на эффективную мощность двигателя

Источник: разработано авторами

Таблица 2 – Рассчитанные параметры для различных случаев питания двигателя

Параметры		Топливо			
		Дизтопливо	Дизтопливо + Метан (CH ₄) (80%+20%)	Дизтопливо + Биотопливо (рапсовое масло) (80%+20%)	Биотопливо + Метан (CH ₄) (80%+20%)
1	Индикаторный КПД, %	40,7	43,4	40,0	45,5
2	Давление механических потерь, МПа	0,19	0,19	0,19	0,19
3	Эффективное давление, МПа	0,67	0,56	0,65	0,5
4	Эффективный КПД, %	31,5	32,2	30,8	32,7
5	Удельный эффективный расход топлива, г/МДж	74	72,6	76	81,1
6	Эффективная мощность, кВт	58,8	49,0	57,4	43,9
7	Крутящий момент, Н·м	255,1	212,6	249,1	190,5

Эффективный КПД определяется из формулы:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (33)$$

Удельный эффективный расход топлива подсчитывается по формуле:

$$g_e = \frac{103}{\eta_e \cdot Q_d}, \frac{z}{\text{МДж}} \quad (34)$$

Эффективная мощность определяется из формулы:

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_e \cdot n}{120}, \text{кВт} \quad (35)$$

Крутящий момент определяется из выражения:

$$M_e = \frac{9554 \cdot N_e}{n}, \text{Н·м} \quad (36)$$

Выводы: На основе математической модели теплового расчета для выбранного двигателя и симулирования его характеристик при питании различными топливными смесями непосредственно с традиционной можно сделать следующие выводы:

- Эффективная мощность снижается на 16,6% (49 кВт) от заводской в случае замещения 20% массы дизельного топлива метаном; соответственно в случае замещения традиционного топлива на 20% биотопливом то наблюдается снижение на 2,38% (57,4 кВт) а в последнем случае получается снижение мощности на 25% (43,9 кВт) если горючая смесь составлена на 80% из биотоплива и 20% метана соответственно.

- Проводя параллель между эффективной мощностью и экономическими характеристиками двигателя которые отражаются удельными расходами топлива и коэффициентами полезного действия то хорошо видно что наиболее экономичный случай получается когда двигатель работает на горючей смеси из дизтоплива и метана, т.е. при работе на т.н. термодинамическим газодизельным циклом.

Список литературы

1. Воляк П. Функциональные особенности ДВС питаемым различными видами топлива (жидкостно-газовые), Кишинев, ГАУМ.
2. Бешляга И. Особенности теплового расчета дизельного двигателя питаемым биотопливом. *Аграрная наука*, № 2/2011. ISSN 1857-0003.
3. Теоретические основы ДВС, “Методические указания для теплового расчета ДВС”, Кишинев, Издательство ГАУМ, 2005, 37 с.
4. Frunze O. Cercetări privind eficiența economică și ecologică a utilizării uleiurilor vegetale pentru alimentarea MAC. Braşov, 2005. 169 p.
5. Теплотворная способность различных видов топлива. сравнительный анализ. URL: <http://antonio-merloni.ru/teplotvornaja-sposobnost-razlichnyh-vidov-topliva> (дата обращения: 09.10.2019)
6. Lacusta, I. et al. Performanțele energetice ale motorului diesel alimentat cu biocombustibil. In: *Agricultura Moldovei*. 2009, nr. 7-8, p. 26-28.

Referencis

1. Voljak, P. *Funkcional'nye osobennosti DVS питаемым различными видами топлива (zhidkostno-gazovye)*, [Functional features of the internal combustion engine by various types of fuel (liquid-gas)], Kishinev, GAUM [in Russian].
2. Beshlyaga I. (2011). Osobennosti teplovogo rascheta dizel'nogo dvigatelja питаемым биотопливом [Features of thermodynamical calculation of a diesel engine supplied with biofuel]. *Agrarnaja nauka - Agricultural Science*, No. 2. ISSN 1857-0003. [in Russian]

3. Teoreticheskie osnovy DVS, "Metodicheskie ukazaniya dlja teplovogo rascheta DVS" [Theoretical foundations of internal combustion engines, "Methodological instructions for thermodynamical calculation of internal combustion engines"], Kishinev, Izdatel'stvo GAUM, 2005, 37 p. [in Russian].
4. Frunze O. (2005). *Cercetări privind eficiența economică și ecologică a utilizării uleiurilor vegetale pentru alimentarea MAC*. Brașov [in Moldavian].
5. Teplotvornaja sposobnost' razlichnyh vidov topliva. sravnitel'nyj analiz. *antonio-merloni.ru*. Retrieved from <http://antonio-merloni.ru/teplotvornaja-sposobnost-razlichnyh-vidov-topliva> [in Russian].
6. Lacusta, I. et al. (2009). Energy performances of biofuel powered diesel engine. *In: Agriculture of Moldova, no. 7-8, 26-28*. [in Moldavian].

Alexander Dichii, assistant **Peter Voleac**, assistant, **Eduard Banari**, assistant
State Agrarian University of Moldova, Chisinau, Moldova

Mathematical Simulation of Energetics and Economics Parameters of the 4DC-125/110 Engine Based on Thermodynamical Calculation Supplying by Various Types of Fuel

The aim of this work is to perform thermal calculation for the engine model 4DC-125/110. Thermal calculation of an engine that runs on various types of fuel allows the assessment of economic and energy parameters. Using the results of theoretical analysis in practice will allow a more efficient and justified approach to the choice of fuel.

To obtain a mathematical model of the thermal calculation of a diesel engine, the initial parameters were adopted: engine speed, number of cylinders, compression ratio, engine displacement, pressure and ambient temperature, pre-heating of the mixture, manifold pressure, exhaust gas temperature, pressure increase degree, excess air coefficient, heat utilization coefficient, indicator completeness coefficient and fuel energy power. At the same time, the following were considered as fuel: clean diesel, mixtures of diesel with methane, diesel with biofuel, and also a mix of methane and biofuel. The proportions of the components were, respectively, 80% to 20%. The dependences of the influence of the quantitative and qualitative composition of the fuel on the indicator and effective efficiency, specific fuel efficiency, torque and engine power are obtained. The graphical dependence of the influence of the quantitative and qualitative composition of the fuel on the effective engine power is shown, from which it follows that the lowest indicator has an engine that runs on a mixture of biofuel and methane, as well as diesel and biofuel.

Based on the mathematical model of thermodynamic calculation for the selected engine and simulation of its characteristics for it supplying by various fuel mixtures with traditional is obtained that the effective power is reduced with 16,6% (49 kW) from the factory's power if 20% of the mass of diesel fuel are substitution by methane; accordingly, in the case of substitution of 20% traditional fuel by biofuel is observed a power's decrease with 2,38% (57,4 kW) and for the last case is obtained a 25% (43,9 kW) decrease if fuel mixture are made by 80% of biofuel and 20% of methane. Drawing a parallel between the effective power and economic characteristics of the engine, which are reflected in the specific fuel consumption and efficiency, it is clearly seen that the most economical case is obtained when the engine is supplying with a combustible mixture of diesel fuel and methane, when it work on the so-called thermodynamic gas-diesel cycle.

mathematical model, combustibles, diesel fuel, methane, biofuel, effective power, excess air coefficient, exhaust gases, gas emission, autovehicule's engines

Одержано (Received) 22.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 03.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019