

// Water Research. – Oxford: Pergamon, 1997. – Vol. 31. – No. 3. – P. 534–540.

6. *Kiely G., Dalton M., Dolan C., Murphy J.* A laboratory study of the co-digestion of the organic food fraction of MSW and primary sewage sludge // Proceedings of the 7-th International symposium on anaerobic digestion. – Oxford: Pergamon, 1994. – 445 p.

7. *Steyer J.P., Bernard O.* An example of the benefits obtained from the long term use of mathematical models in wastewater biological treatment // Proceedings of the 4-th Mathmod International symposium on mathematical modelling, – Vienna: University of

Technology, 2003. Argesim report No. 24. – 6 p.

8. *Steyer J.P., Bouvier J.C., Conte T., Gras P., Sousbie P.* Evaluation of a four year experience with a fully instrumented anaerobic digestion process // Water Science and Technology. – London: IWA Publishing, 2002. – Vol. 45. – No. 4-5. – P. 495–502.

9. *Резцов В.Ф.* Некоторые принципы синергетического анализа динамики процессов преобразования энергии нетрадиционных и возобновляемых источников // Відновлювана енергетика. – 2005. – № 1. – С. 19–25.

10. *Николис Г., Пригожин И.* Самоорганизация в неравновесных системах. – М.: Мир, 1979. – 512 с.

УДК 662.76.032

Д.С.Довженко (Інститут відновлюваної енергетики НАН України, Київ)

Розрахунок термодинамічного циклу автомобільного двигуна внутрішнього згорання, що працює на генераторному газі

Проведено розрахунок термодинамічного циклу двигуна внутрішнього згорання, який використовує в якості палива генераторний газ. Розроблена комп'ютерна програма розрахунку термодинамічного циклу двигуна внутрішнього згорання.

Ключові слова: генераторний газ, термодинамічний цикл, двигун внутрішнього згорання, розрахунок термодинамічного циклу.

Расчитан термодинамический цикл двигателя внутреннего сгорания, в котором в качестве топлива используется генераторный газ. Разработана компьютерная программа расчета термодинамического цикла двигателя внутреннего сгорания.

Ключевые слова: генераторный газ, термодинамический цикл, двигатель внутреннего сгорания, расчет термодинамического цикла.

На даний час набуває розвитку технологія газифікації твердої біомаси в енергетичних цілях. Отриманий у процесі газифікації генераторний газ зазвичай спалюють у двигунах внутрішнього згорання як електрогенераторів, так і автомобілів. У зв'язку з цим постає проблема недослідженості термодинамічних циклів та процесів, які мають місце у двигуні внутрішнього згорання при спалюванні генераторного газу. За хімічними та фізичними якостями генераторний газ відрізняється від бензину та природного газу. Всі фундаментальні дослідження технології газифікації та роботи двигуна на генераторному газі проводилися ще у 30-50-х роках минулого століття і, безсумнівно, дуже застаріли.

Тому метою даної роботи є розрахунок термодинамічного циклу двигуна внутрішнього згорання, що працює на генераторному газі, та розробка математичної програми обрахунку всіх точок цього циклу.

При цьому приймемо, що термодинамічний цикл двигуна внутрішнього згорання, який працює на генераторному газі, буде замкненим (ідеальним).

Розрахунок буде проводитися для карбюраторного двигуна марки ЗиЛ-130. Основні відомості про двигун наведено в таблиці 1.

Методику розрахунку замкненого (ідеального) термодинамічного циклу наведено в роботі [1].

Таблиця 1. Основні відомості про двигун вантажного автомобіля ЗиЛ-130

Параметри	Марка двигуна
	ЗиЛ-130
Номінальна потужність, кВт	110,4
Частота обертів колінчастого вала при номінальній потужності, об/хв	3200
Кількість циліндрів	8
Розміщення циліндрів	Під кутом 90°
Ступінь стискання двигуна	6,5
Діаметр циліндра, мм	100
Хід поршня, мм	95
Робочий об'єм циліндрів, дц ³	6

Підкреслимо, що всі нижче використані залежності та формули придатні для використання тільки при розрахунках циклу, що розглядається, з підводом теплоти при постійному об'ємі робочого тіла.

Генераторний газ, який ми використовуємо в нашому випадку, вироблений із тріски.

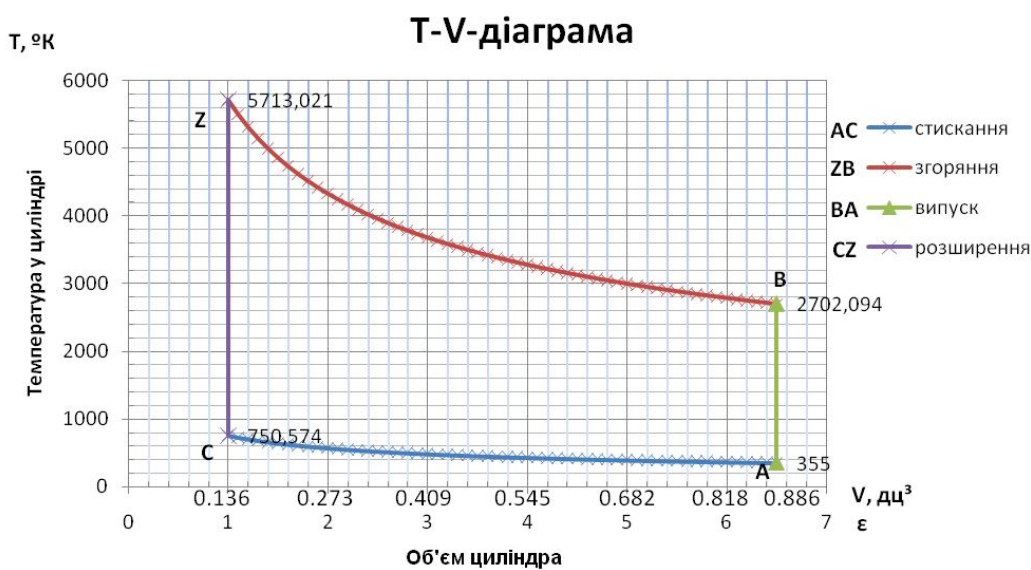
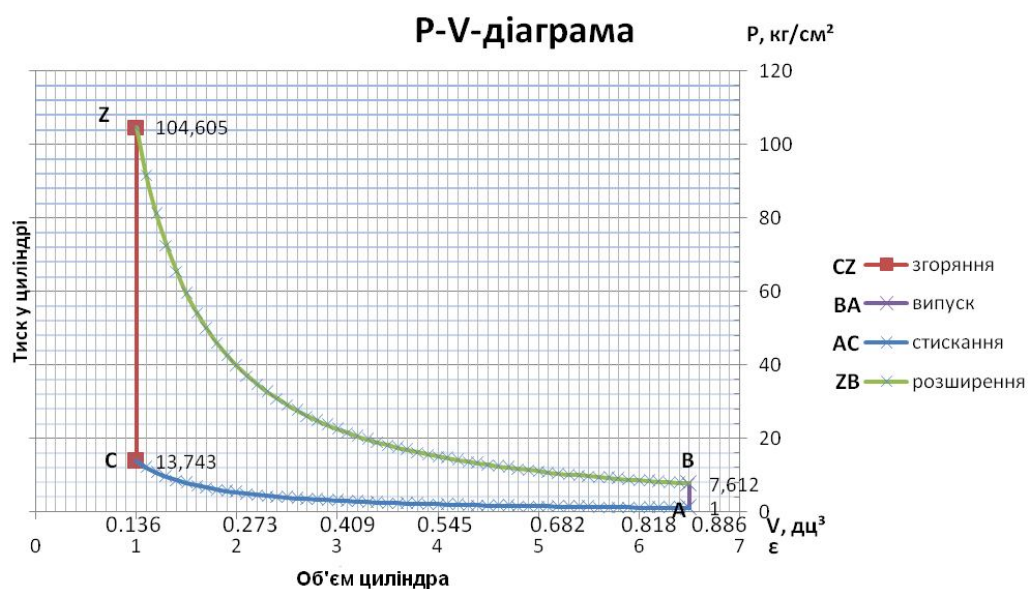


Рис. 1. P-V та T-V діаграми ідеального циклу чотиритактного карбюраторного двигуна марки ЗиЛ-130, що працює на генераторному газі з тріски.

Визначення параметрів робочого тіла на момент початку процесу стискання.

Точка початку стискання (точка А, рис. 1) характеризується наступними параметрами: V_A – об’єм циліндра на момент початку процесу стискання; P_A – величина тиску в робочому тілі на момент початку процесу стискання; T_A – температура робочого тіла на момент початку процесу стискання.

У зв’язку з прийнятим припущенням про відсутність теплообміну та гідравлічного опору в момент впуску палива в циліндри двигуна вважається, що тиск у робочому тілі на момент початку стискання дорівнює атмосферному, тобто $P_A = 1 \text{ кг/см}^2$, а температура робочого тіла (оптимальна робоча температура двигуна внутрішнього згорання) становить: $T_A = 355^\circ\text{К}$ або $T_A = 82^\circ\text{С}$.

Що ж стосується об’єму циліндра на момент початку стискання, то цей об’єм, згідно з викладеним у [2–5], розраховується за допомогою наступних формул:

$$\frac{V_A}{V_C} = \varepsilon; \quad V_A - V_C = V_h; \quad V_h = \frac{V_{3AG}}{i}, \quad (1)$$

де V_A – об’єм циліндра на момент початку стискання; V_C – об’єм камери згорання (циліндра) на кінцевий момент стискання робочого тіла; ε – ступінь стиску двигуна, згідно таблиці 1 приймаємо $\varepsilon = 6,5$; V_h – робочий об’єм одного циліндра двигуна; V_{3AG} – загальний об’єм циліндрів двигуна, згідно таблиці 1 приймаємо $V_{3AG} = 6 \text{ дц}^3$; i – кількість циліндрів, згідно таблиці 1 приймаємо $i = 8$.

Підставляючи у формулу (1) числові значення величин, маємо:

$$V_h = \frac{6 \text{ дц}^3}{8} = 0,75 \text{ дц}^3;$$

$$\begin{cases} \frac{V_A}{V_C} = 6,5 \\ V_A - V_C = 0,75 \text{ дц}^3. \end{cases}$$

Звідси отримуємо: $V_C = 0,136 \text{ дц}^3$;
 $V_A = 0,886 \text{ дц}^3$.

Таким чином, точка діаграми замкненого ідеального циклу на момент початку процесу

стискання характеризується наступними параметрами: $V_A = 0,886 \text{ дц}^3$; $P_A = 1 \text{ кг/см}^2$; $T_A = 355^\circ\text{К}$.

Визначення параметрів робочого тіла в характерних точках замкненого ідеального циклу.

Параметри в точці С (рис. 1), тобто на момент закінчення процесу стискання. Процес стискання є ізотропним або адіабатним, тобто процесом, що здійснюється у відсутності підводу чи відводу теплоти. Параметри в точці С, тобто на момент закінчення процесу стискання робочого тіла у циліндрі, розраховуються за наступними відомими формулами [3, 6]:

$$P_C = P_A \cdot \varepsilon^K; \quad T_C = T_A \cdot \varepsilon^{k-1}; \quad k = \frac{\mu C_P}{\mu C_V} = 1,4. \quad (2)$$

де P_C – величина тиску в робочому тілі на момент закінчення процесу стискання; k – показник адіабат стискання та розширення. Показник адіабати – це відношення теплоємності при сталому тиску C_P до теплоємності при сталому об’ємі C_V . Для ідеального циклу показник адіабати $k = \text{const} = 1,4$ [7], тому термодинамічний ККД циклу з підводом теплоти при $V = \text{const}$ залежить від одного параметра – ступеня стиску; μC_P – мольна ізобарна теплоємність робочого тіла; μC_V – мольна ізохорна теплоємність робочого тіла; T_C – температура робочого тіла на момент закінчення процесу стиску. Інші умовні позначення відповідають раніше прийнятим.

Підставляючи у формули (2) числові значення величин, маємо:

$$P_C = 1 \text{ кг/см}^2 \cdot 6,5^{1,4} = 1 \text{ кг/см}^2 \cdot e^{1,4 \ln 6,5} = 13,74 \text{ кг/см}^2;$$

$$T_C = 355^\circ\text{К} \cdot 6,5^{(1,4-1)} = 355^\circ\text{К} \cdot e^{0,4 \ln 6,5} = 750^\circ\text{К}.$$

Таким чином, точка діаграми замкненого ідеального циклу на момент закінчення процесу стискання характеризується наступними параметрами:

$$V_C = 0,136 \text{ дц}^3; \quad P_C = 13,74 \text{ кг/см}^2; \quad T_C = 750^\circ\text{К}.$$

Параметри в точці Z (рис. 1), тобто на момент закінчення процесу підводу теплоти. Процес підводу теплоти проходить при постійному об’ємі робочого тіла.

Параметри в точці Z, тобто на момент закінчення процесу підводу теплоти до робочого тіла,

розраховуються за наступними відомими формулами [2, 4]:

$$P_Z = P_C \lambda; \quad T_Z = T_C \lambda; \quad \lambda = \frac{Q_1 (k-1)}{R \cdot T_C} + 1;$$

$$Q_1 = \frac{Q_H^P}{L_O}; \quad L_O = \frac{l_O}{\mu_{II}}; \quad (3)$$

$$l_O = \frac{(0,5(CO + H_2) + 2CH_4 - O_2)}{21} \cdot \gamma,$$

де CO, H_2, CH_4, O_2 – частка у відсотках від об'єму хімічних елементів, з яких складається паливо (тріска), відповідно до роботи [1]; l_O – теоретична кількість повітря, необхідного для згоряння палива [8]; $\mu_{Повітря}$ – молекулярна вага повітря, становить 28,95 кг/кмоль; L_O – теоретична кількість повітря, необхідного для згоряння палива в молях на кілограм палива; Q_1 – кількість теплоти, що підводиться в ідеальному циклі; Q_H^P газу – нижча теплота згоряння палива; R – універсальна газова стала, прийнята рівною 8,315 кДж/кмоль·К°, або 1,986 ккал/кмоль·°К[10]; λ – ступінь підвищення тиску (відношення об'ємів під час ізохорного підведення теплоти); γ – вага 1 м³ повітря за нормальних умов [11]. Інші умовні позначення відповідають раніше прийнятим.

Підставляючи у формули (3) числові значення величин, маємо:

$$l_O = \frac{(0,5 \cdot (18 + 14) + 2 \cdot 3,5 - 0,1)}{21} \cdot 1,293 \text{ м}^3 / \text{кг} =$$

$$= 1,410 \text{ кг повітря/кг газу};$$

$$L_O = \frac{1,410 \text{ кг/кг}}{28,95 \text{ кг/кмоль}} = 0,049 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг (палива)}};$$

$$Q_1 = \frac{1200 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}}{0,049 \text{ кмоль/кг}} = 24638 \frac{\text{ккал}}{\text{кмоль}};$$

$$\lambda = \frac{24638 \text{ ккал/кмоль} (1,4 - 1)}{1,986 \frac{\text{ккал}}{\text{кмоль} \cdot \text{°К}} \cdot 760 \text{°К}} + 1 = 7,612;$$

$$P_Z = 13,743 \text{ кг/см}^2 \cdot 7,612 = 104,605 \text{ кг/см}^2;$$

$$T_Z = 750 \text{°К} \cdot 7,612 = 5713,021 \text{°К}.$$

Таким чином, точка діаграми замкнутого ідеального циклу на момент закінчення процесу підводу теплоти характеризується наступними параметрами: $V_Z = 0,136$ дц³; $P_Z = 104,605$ кг/см²; $T_Z = 5713,021$ °К.

Параметри в точці В (рис. 1), тобто на момент закінчення процесу розширення робочого тіла в циліндрі. Процес розширення робочого тіла проходить за відсутності підводу чи відводу теплоти, тобто є ізотропним або адіабатним процесом.

Параметри в точці В, тобто на момент закінчення процесу розширення робочого тіла, розраховуються за наступними відомими формулами [3, 4, 6]:

$$P_B = \frac{P_Z}{\varepsilon^K}; \quad T_B = \frac{T_Z}{\varepsilon^{K-1}}, \quad (4)$$

де P_Z – величина тиску в робочому тілі на момент закінчення процесу підводу теплоти; T_B – температура робочого тіла на момент закінчення процесу розширення.

Інші умовні позначення відповідають раніше прийнятим.

Підставляючи у формули (4) числові значення величин, маємо:

$$P_B = \frac{104,605 \text{ кг/см}^2}{6,5^{1,4}} = \frac{104,605 \text{ кг/см}^2}{e^{1,4 \ln 6,5}} = 7,612 \text{ кг/см}^2;$$

$$T_B = \frac{5713,021 \text{°К}}{6,5^{(1,4-1)}} = \frac{5713,021 \text{°К}}{e^{0,4 \ln 6,5}} = 2702,094 \text{°К}.$$

Таким чином, точка В діаграми замкнутого ідеального циклу на момент закінчення процесу розширення робочого тіла характеризується наступними параметрами: $V_B = V_A = 0,886$ дц³; $P_B = 7,612$ кг/см²; $T_B = 2702,094$ °К.

Використовуючи розраховані параметри, будується діаграма замкнутого ідеального циклу, що зображена на рис. 1.

Розрахунки показників ефективності та економічності.

До показників ефективності та економічності замкнутого ідеального термодинамічного циклу, що обчислюємо, відносяться:

- Термічний коефіцієнт корисної дії.
- Питома робота циклу.

- Середня потужність двигуна.
- Питомі витрати палива [9].

1. Термічний коефіцієнт корисної дії η_t .

Як показано раніше, в ідеальному циклі двигуна відсутні будь-які втрати теплоти за виключенням обов'язкового відтоку теплоти до холодного джерела. Обов'язковий відтік теплоти до холодного джерела характеризується термодинамічним коефіцієнтом корисної дії ідеального циклу. Термодинамічним коефіцієнтом корисної дії називається відношення кількості теплоти, перетвореної у механічну роботу, до загальної кількості теплоти, підведеної до робочого тіла.

Зазначений коефіцієнт розраховується за наступною відомою формулою [3, 4]:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}. \quad (5)$$

Умовні позначення в формулі (5) відповідають раніше прийнятим.

Підставляючи у формулу (5) числові значення величин, маємо:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{6,5^{(1,4-1)}} = \frac{1}{e^{0,4 \ln 6,5}} = 0,527.$$

2. Середній умовно постійний протягом циклу тиск (середня питома робота). Середнім протягом циклу тиском називається такий умовно постійний (індикаторний) тиск, який, діючи на поршень і переміщуючи його у робочому ході від однієї мертвої точки до іншої, виконує роботу, яка дорівнює роботі ідеального циклу.

Зазначений тиск розраховується за наступною відомою формулою [6]:

$$P_t = P_A \cdot \frac{\varepsilon^{\kappa}}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\lambda - 1}{\kappa - 1} \cdot \eta_t. \quad (6)$$

Умовні позначення у формулі (6) відповідають раніше прийнятим.

Підставляючи у формули (6) числові значення величин, маємо:

$$P_t = 1 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \cdot \frac{6,5^{1,4}}{6,5-1} \cdot \frac{7,612-1}{1,4-1} \cdot 0,527 = 21,767 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} (2,176 \text{ МПа}).$$

Слід підкреслити, що середній умовно постійний протягом циклу тиск чисельно дорівнює питомій роботі замкненого ідеального циклу. Пи-

томою роботою замкненого ідеального циклу називається відношення кількості теплоти, яка перетворилась у механічну роботу, до робочого об'єму циліндра. Звичайно питома робота виражається у Дж/м³. Тоді маємо:

$$L_{ци}^{пит} = P_t = 21,767 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} = 21,767 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \times 9,81 \frac{\text{Н}}{\text{кг}} \cdot 10^4 \frac{\text{см}^2}{\text{м}^2} = 2135313 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 2135313 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{м}^3} = 2135313 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3} = 2,1 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^3}.$$

3. Середня потужність двигуна, що працює за ідеальним циклом.

Середня потужність двигуна, що працює за ідеальним циклом, розраховується за наступною залежністю [2, 4, 6]:

$$N = P_t \cdot V_h \cdot i \cdot \frac{n}{2}, \quad (7)$$

де i – кількість циліндрів двигуна, згідно таблиці 1 $i = 6$; n – частота обертання колінчастого вала, згідно таблиці 1 $n = 2600$ об/хв.

Інші умовні позначення відповідають раніше прийнятим.

Слід відмітити, що для чотиритактного двигуна кожний ідеальний цикл має місце при двох обертках колінчастого вала, тому в залежності (7) частота обертання колінчастого вала ділиться на 2.

Підставляючи у залежність (7) числові значення величин, маємо:

$$N = 21,767 \text{ кг / см}^2 \cdot 0,75 \text{ дц}^3 \cdot 6 \text{ цил.} \cdot \frac{2600 \text{ об / хв}}{2} = 21,767 \text{ кг / см}^2 \cdot 9,81 \frac{\text{Н}}{\text{кг}} \cdot 10^4 \frac{\text{см}^2}{\text{м}^2} \cdot 0,00075 \text{ м}^3 \times 6 \text{ цил.} \cdot \frac{2600}{60 \cdot 2} = 277590 \text{ Вт} = 277 \text{ кВт}.$$

4. Питомі витрати палива, що необхідні для забезпечення підводу теплоти в циклі.

Питомі витрати палива обчислюються за наступною залежністю [3]:

$$v = \frac{1}{\eta_t \cdot Q_{н.газу}^p}, \quad (8)$$

де η_t – термічний коефіцієнт корисної дії;

$Q_{н.газу}^p$ – теплота згоряння палива, прийнята

$Q_{н.газу}^p = 1200$ ккал/кг.

Підставляючи у формулу (8) числові значення величин і враховуючи, що 1 ккал = 0,001163 кВт·год, маємо:

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{1}{0,527 \cdot 1200 \text{ ккал / кг}} = 0,0015812 \text{ кг/ккал} = \\ &= \frac{0,1518 \text{ г / ккал}}{0,001163 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{ккал}}} = 1359 \text{ г/кВт} \cdot \text{год.} \end{aligned}$$

Висновки: 1. Розроблена математична програма розрахунку термодинамічного циклу двигуна внутрішнього згорання, що працює на генераторному газі, яка дала змогу обчислити всі робочі точки цього циклу. Ця програма дозволяє отримувати робочі параметри двигуна при використанні різних видів палива.

2. Результати виконаних досліджень показали доцільність проведення подальших науково-технічних розрахунків для детального вивчення процесів, які відбуваються у двигуні внутрішнього згорання при використанні генераторного газу.

1. *Забарний Г.М., Кудря С.О., Кондратюк Т.Г., Четверик Г.О.* Термодинамічна ефективність та ресурси рідкого

біопалива України. – Київ: Інститут відновлюваної енергетики НАНУ, 2006. – 226 с.

2. *Бальян С.В.* Техническая термодинамика и тепловые двигатели. – Л.: Машиностроение, 1973. – 299 с.

3. *Дьяченко Н.Х., Костин А.К., Мельников Г.В., Петров В.М., Харитонов Б.А.* Теория двигателей внутреннего сгорания. – М.-Л.: Машиностроение, 1965. – 459 с.

4. *Тареев В.М.* Справочник по тепловому расчету рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. – Л.: Речной транспорт, 1961. – 467 с.

5. *Колчин А.И., Демидов В.П.* Расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1980. – 261 с.

6. Расчет рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1958. – 158 с.

7. *Дьяченко В.Г.* Теория двигателей внутреннего сгорания. – Х.: ХНАДУ, 2009. – 550 с.

8. *Тимченко І.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.С., Муждобаєв М.Р.* Автомобільні двигуни / Підручник. – Х.: Основа, 1995. – 464 с.

9. *Кюнэ Г., Кох Ф.* Испытания автомобильных газогенераторов / Г. Кюнэ, Ф. Кох; пер. с нем. П.П. Москвина; ред. М.Д. Артамонова. – М.: Гостранстехиздат, 1938. – 84 с.

10. *Волошенко Ф.П.* Теоретические диаграммы поршневых двигателей внутреннего сгорания. – Куйбышев, Машгиз, 1962. – 212 с.

11. *Токарев Г.Т.* Газогенераторные автомобили. – М.: Изд. Мин. ком-хоз. РСФСР, 1948. – 160 с.

XII МІЖНАРОДНА СПЕЦІАЛІЗОВАНА ВИСТАВКА
ЕНЕРГЕТИКА В ПРОМИСЛОВОСТІ-2014

ЕНЕРГЕТИЧНЕ, ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ • ЕЛЕКТРОСТАТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ, МАШИН • ПРОМИСЛОВИЙ ЕЛЕКТРОПРИВІД • СВІТЛОТЕХНІКА
 ЕЛЕКТРООБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЕЛЕКТРОТРАНСПОРТУ • КАБЕЛЬНО-ПРОВІДНИКОВА ПРОДУКЦІЯ • АВТОМАТИЗАЦІЯ СИСТЕМ ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ

XII МІЖНАРОДНИЙ ФОРУМ
ПАЛИВНО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ КОМПЛЕКС УКРАЇНИ:
СЬОГОДЕННЯ ТА МАЙБУТНЄ



МІЖНАРОДНИЙ ВИСТАВКОВИЙ ЦЕНТР
 Україна, 02660
 Київ, Броварський пр-т, 15
 М "Лівобережна"
 тел./факс: (044) 201-11-57
 e-mail: lyudmila@iec-expo.com.ua
 www.iec-expo.com.ua
 www.tech-expo.com.ua

ОРГАНІЗАТОРИ:
 Міністерство енергетики
 та вугільної промисловості України
 Міжнародний виставковий центр

Технічний партнер: *Trans Media*

23-25
ВЕРЕСНЯ