

дит по причине снижения максимальной температуры цикла.

#### Заключение

Исходя из вышесказанного, следует, что при организации рабочего процесса дизеля на рапсовом масле необходимо: обеспечить улучшение мелко-сти распыливания и равномерности распределения топлива по объему камеры сгорания; интенсифицировать процесс сгорания топлива с целью сокращения его продолжительности и улучшения экономичности работы двигателя.

В качестве мероприятий по оптимизации были предложены: изменение угла опережения впрыска топлива, повышение температуры топлива, увеличение давления начала впрыска топлива, увеличение эффективного проходного сечения распылителя и изменение конструкции распылителя. В соответствии с последним был изготовлен специальный распылитель для рапсового масла с увеличенным количеством сопловых отверстий. Прове-

дение данных мероприятий дало возможность улучшить показатели экономичности работы двигателя на рапсовом масле на 5% - по индикаторному кпд и на 15 г/кВт·ч по удельному индикаторному расходу топлива.

#### Список литературы:

1. Марченко А. П. Сравнительная оценка эффективности применения растительных топлив в дизельном двигателе / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, А.А. Осетров, В. Смайлис, В. Сенчила // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 1. – С. 46-51.
2. Lebedevas S. The change of operational characteristics of diesel engines running on RME Biodiesel. Parameters of thrust and fuel economy / S. Lebedevas, A. Vaicekauskas, G. Lebedeva, S. Kulmanakov, A. Shashev // Proceedings of 10th International Conference. Transport Means. – 2006. – p. 229 – 233.
3. Бурячко В. Р. Автомобильные двигатели: Рабочие циклы. Показатели и характеристики. Методы повышения эффективности энергопреобразования / В. Р. Бурячко, А. В. Гук. – СПб.: НИИКЦ, 2005. – 292 с.: ил.

УДК 621.43.056

*М.І. Міщенко, д-р техн. наук, В.Г. Заренбін, д-р техн. наук, Т.М. Колеснікова, інж., Ю.В. Юрченко, асп., О.В. Савенко, студ.*

## МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА. ЧАСТИНА 1. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ

### Вступ

У цей час до автомобільних бензинових двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) усе більше пред'являються підвищені вимоги до їхньої паливної економічності. Постійне вдосконалювання таких ДВЗ здійснюється як експериментальним шляхом, так і теоретичними дослідженнями. Вибір оптимальних параметрів робочого процесу двигуна і його конструктивних елементів при дослідно - конструкторських роботах надзвичайно важкий. Тому багато провідних автомобільних фірм і наукові організації застосовують метод математичного моделювання дійсного робочого циклу двигуна і його систем, що дозволяє відмовитися від виготовлення дослідних зразків ДВЗ і їхнього доведення методом проб і помилок.

Протягом останніх 10...20 років накопичений певний досвід розробки математичних моделей і програм для розрахунку процесів у циліндрі, а також у впускному й випускному трубопроводах двигуна [1 - 17]. Як показує практика, розроблені мо-

делі підтверджені експериментально, вони дозволяють розробити заходи щодо поліпшення конструкції систем впуску й випуску, вибору раціональних параметрів робочого циклу й поліпшення паливної економічності двигуна.

Останнім часом в АДІ ДонНТУ проводяться дослідження зі створення перспективних бензинових ДВЗ для легкового автомобіля, а саме: зі змінним ступенем стиску, регулюванням навантаження різними способами, з безшатунним силовим механізмом. При теоретичних дослідженнях використовується метод математичного моделювання, розроблена розрахункова програма, що забезпечує можливість оптимізації параметрів дійсного циклу двигуна і його систем впуску й випуску, а також одержання даних, які неможливо або важко одержати в умовах реального експерименту.

Метод розрахунку параметрів процесу впуску в бензиновому двигуні при різних умовах регулювання навантаження й зміні ступеня стиску на часткових режимах, розроблений при участі авторів

даної статті, викладений у роботі [1].

У даній роботі розглядається метод розрахунку робочого циклу, що протікає в циліндрі двигуна. Математична модель циклу двигуна базується на врахуванні параметрів потоку свіжого заряду у впускному трубопроводі, які визначаються при рішенні алгебраїчних і диференціальних рівнянь термодинаміки й гідравліки [1]. При цьому не враховується ефект впливу інших циліндрів на величину тиску перед впускним клапаном розглянутого циліндра, причиною чого є перекриття фаз впуску.

**Основні математичні моделі**

Починаючи з 60-х років минулого століття опубліковано багато робіт, присвячених розрахунку й аналізу робочого чотиритактного циклу Отто. У цих роботах розроблені математичні моделі газодинаміки й згоряння в бензинових ДВЗ [9 – 12, 17].

У цих роботах розглядається загальний наближений опис робочого циклу і його роль при практичному застосуванні. У будь-якому конкретному випадку моделювання циклу використовується, головним чином, для визначення загальних тенденцій розвитку, оскільки всі подробиці реального процесу двигуна не можуть бути повністю описані

й чисельно оцінені. Моделювання циклу, представлене в даній статті, подібно існуючим моделям, але враховується вплив ступеня стиску й різних способів регулювання навантаження при будь-яких режимах роботи двигуна.

**Основний підхід**

Модель двигуна можна представити складеною з декількох підмоделей:

- модель системи впуску (впускний трубопровід, впускний клапан);
- модель циліндра - робочого циклу (процесу наповнення, стиску, згоряння й розширення);
- модель системи випуску (випускний клапан, випускний трубопровід, глушитель).

Математична модель впускної системи представлена в роботі [1]. У даній статті наведена модель циліндра для розрахунку дійсного чотиритактного циклу Отто.

При складанні математичної моделі циліндра враховувалася кінематика двигуна, зміна ступеня стиску на часткових режимах та регулювання навантаження по способах Міллера й Аткинсона (рис. 1).

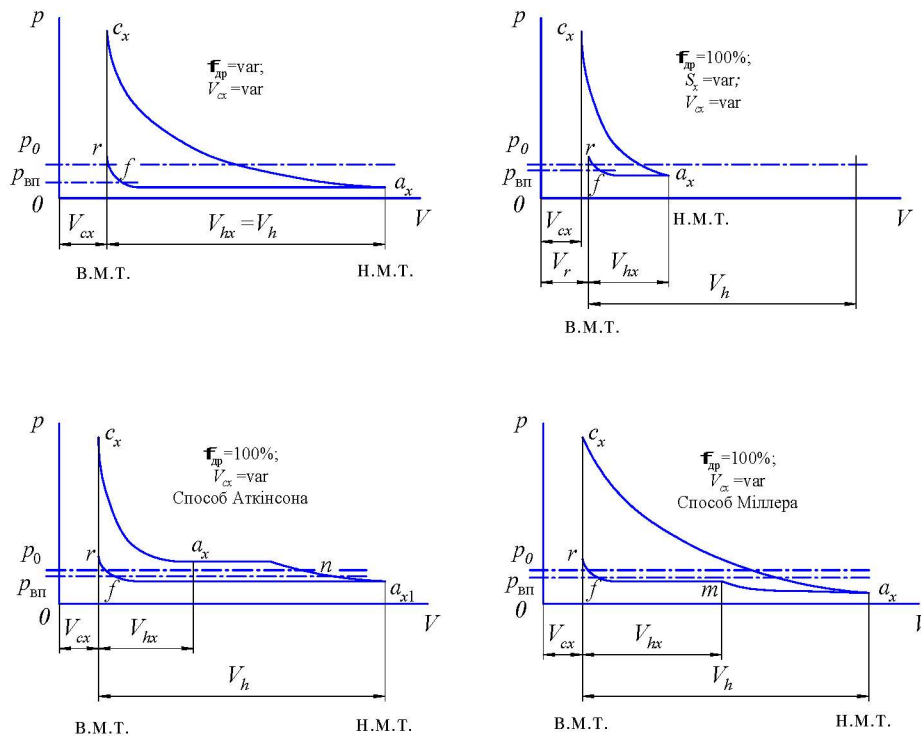


Рис. 1. Схеми процесів наповнення – стиску двигуна при різних способах регулювання навантаження й ступеня стиску

Поточні параметри стану в циліндрі  $p, V, T$  і кількість робочого тіла  $m$  визначаються за допомогою наступних рівнянь у диференціальній формі:

– рівняння збереження маси

$$dm = dm_{вп} - dm_{вит}, \quad (1)$$

– рівняння балансу енергії

$$dU = dE_{вп} - dE_{вит} - dL + dQ, \quad (2)$$

– рівняння стану для ідеального газу

$$pV = mRT. \quad (3)$$

У рівняннях (1), (2) і (3):  $dm$  – зміна маси заряду в циліндрі;  $dU$  – зміна внутрішньої енергії робочого тіла в циліндрі, що складається зі свіжого заряду й залишкових газів;  $dE_{вп}$  – збільшення енергії в циліндрі за рахунок надходження свіжого заряду;  $dE_{вит}$  – зменшення енергії, обумовлене витіканням робочого тіла із циліндра;  $dL$  – зміна роботи в розрахунковому циклі;  $dQ$  – теплота, що характеризує теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра;  $R$  – газова стала робочого тіла в будь-який момент часу.

Рівняння (2) перетворене до виду

$$dp = \left[ \frac{k}{k-1} \left( \frac{p_{вп}}{\rho_{вп}} dm_{вп} - \frac{p}{\rho} dm_{вит} - pdV \right) + \frac{k-1}{V} dQ \right]. \quad (4)$$

Робота циклу оцінюється алгебраїчною сумою робіт, що характеризуються відповідними процесами чотиритактного циклу

$$L = \sum_{i=1}^4 L_i = \int_{V(t)}^{V(t+dt)} pdV. \quad (5)$$

Зміна об'єму  $dV$  визначається через поточний об'єм  $V$  циліндра через кінематичну функцію переміщення поршня.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра описується у вигляді трьох доданків

$$dQ = dQ_{ц} + dQ_{п} + dQ_{кз}, \quad (6)$$

що визначаються по відомому рівнянню Ньютона:

– для циліндра

$$dQ_{ц}(\tau) = \alpha_{ц} (T_{ц} - T) F_{ц} dt, \quad (7)$$

– для поршня

$$dQ_{п}(\tau) = \alpha_{п} (T_{п} - T) F_{дп} dt, \quad (8)$$

– для камери згоряння

$$dQ_{кз}(\tau) = \alpha_{кз} (T_{кз} - T) F_{кз} dt, \quad (9)$$

де  $\alpha_{ц}, \alpha_{п}, \alpha_{кз}$  – осереднені по відповідних поверхнях коефіцієнти тепловіддачі від робочого тіла до відповідних стінок робочої порожнини;  $T_{п}, T_{кз}$  – осереднена по поверхні й середня за цикл температура днища поршня й камери згоряння;  $T_{ц}$  – осереднена

по поточній робочій поверхні циліндра й середня за цикл температура циліндра;  $F_{дп}, F_{кз}$  – площа поверхні днища поршня й камери згоряння;  $F_{ц}$  – площа робочої поверхні (дзеркала циліндра) в розглянутий момент часу.

З теоретичних і експериментальних досліджень теплообміну у ДВС встановлено, що температура  $T_{цн}$  по висоті дзеркала циліндра істотно змінюється: від 60 до 190 К. У розглянутій моделі враховується розподіл температури по висоті циліндра (по ходу поршня). Температура  $T_{цн}$  визначається по емпіричній формулі, отриманій шляхом апроксимації експериментальних даних по ряду двигунів

$$T_{цн} = T_{вмт} - (T_{вмт} - T_{нмт}) (\bar{s}(\varphi))^z, \quad (10)$$

де  $T_{вмт}$  – температура стінки циліндра в районі верхньої мертвої точки;  $T_{нмт}$  – температура стінки циліндра в районі нижньої мертвої точки;  $z$  – емпіричний показник ступеню;  $\bar{s}$  – відносне переміщення поршня.

Осереднена температура  $T_{ц}$  по переміщенню поршня визначається з вираження

$$T_{ц} = \frac{1}{\Delta\varphi_i} \int_0^{\varphi} T_{цн}(\varphi) d\varphi, \quad (11)$$

де  $\varphi$  – кут повороту колінчастого вала;  $\Delta\varphi_i$  – тривалість (у градусах)  $i$ -го процесу циклу.

Як видно, величина  $T_{ц}$  являє собою середньо-інтегральну температуру поверхні дзеркала циліндра при поточному робочому об'ємі циліндра.

При математичному моделюванні циклу використовуються осереднені по всій поверхні внутріциліндрового простору коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_{ср}$  і температура  $T_{ср}$ . Коефіцієнт  $\alpha_{ср}$  визначається по перетвореній формулі Г. Вошні.

Середня температура обчислюється по формулі

$$T_{ср} = \frac{1}{F_{ст}} (T_{ц} F_{ц} + T_{п} F_{п} + T_{кз} F_{кз}),$$

де  $F_{ст}$  – сумарна площа поверхні теплоприймальних стінок.

Враховуючи, що камера згоряння має циліндричну форму, а днище поршня – плоске, можна записати

$$T_{ср} = \frac{T_{ц} s + T_{кз} \frac{S_x}{e_x - 1} + \frac{D}{4} (T_{п} + T_{кз})}{s + \frac{S_x}{e_x - 1} + \frac{D}{2}},$$

де  $\epsilon_x$  - змінний ступінь стиску;  $S_x$  - змінний по-  
вний хід поршня.

Масова секундна витрата залишкових газів і  
свіжого заряду через впускний отвір визначається з

$$dm_{\text{вп}} = M_{\text{вп}} f_{\text{вп}} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_{\text{вп}} c_{\text{вп}} \left[ \left( \frac{p}{P_{\text{вп}}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p}{P_{\text{вп}}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\alpha \quad \begin{array}{l} \text{при } p \leq P_{\text{вп}}, \\ p / P_{\text{вп}} > \beta_{\text{кр}}; \end{array} \quad (13)$$

$$dm_{\text{ввт}} = -M_{\text{вп}} f_{\text{вп}} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p c \left[ \left( \frac{P_{\text{вп}}}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{P_{\text{вп}}}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\alpha \quad \begin{array}{l} \text{при } p > P_{\text{вп}}, \\ P_{\text{вп}} / p > \beta_{\text{кр}}; \end{array} \quad (14)$$

$$dm_{\text{ввткр}} = -M_{\text{вп}} f_{\text{вп}} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p c \left[ \left( \beta_{\text{кр}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \beta_{\text{кр}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\alpha \quad \begin{array}{l} \text{при } p \geq P_{\text{вп}}, \\ P_{\text{вп}} / p > \beta_{\text{кр}}; \end{array} \quad (15)$$

$$dm_{\text{впкр}} = M_{\text{вп}} f_{\text{вп}} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_{\text{вп}} c_{\text{вп}} \left[ \left( \beta_{\text{кр}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \beta_{\text{кр}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\alpha \quad \begin{array}{l} \text{при } p < P_{\text{вп}}, \\ p / P_{\text{вп}} > \beta_{\text{кр}}. \end{array} \quad (16)$$

де  $\mu_{\text{вп}}$  - коефіцієнт витрати, що визначається експе-  
риментально шляхом статичної продувки;  $f_{\text{вп}}$  - по-  
точний прохідний перетин впускного отвору;  $\rho_{\text{вп}}$  -  
густина у впускному трубопроводі перед клапаном  
і в циліндрі,  $\beta_{\text{кр}}$  - критична швидкість витікання.

У математичній моделі прийнято вважати, що  
впускний отвір відкритий в період руху поршня від  
ВМТ до НМТ (рис.2) і закон зміни його прохідного  
перетину виражається формулою

$$f_{\text{вп}} = f_{\text{в макс}} z (1 - \cos 2\varphi),$$

де  $f_{\text{в макс}}$  - максимальна площа розрахункового впу-  
ського отвору;  $z$  - коефіцієнт «стиснення» або «ро-  
зтягання» функції  $(1 - \cos(2\varphi))$ .

Величина  $z$  визначається з умови рівності про-  
пускної здатності розрахункового впускного отво-  
ру й реального впускного клапана

$$\int_0^{\pi} f_{\text{вп}}(\varphi) d\varphi - \int_c^d f_{\text{кл}} d\varphi = 0, \quad (17)$$

де  $c, d$  - початок відкриття й кінець закриття впуск-  
ного клапана;  $f_{\text{кл}}$  - поточний прохідний перетин  
впускного клапана.

Процеси стиску й розширення описуються рі-  
внянням відповідних політроп по методу Гринівє-  
цького - Мазінга. При цьому значення показників  
політроп вибираються з урахуванням змінного сту-  
пеня стиску й способу регулювання навантаження.

відомого рівняння витрати газу Сен-Венана-Вансєя  
при постійному тиску на впуску  $P_{\text{вп}}$  із урахуванням  
взаємозв'язку між кутом  $\varphi$  повороту колінчастого  
вала й часом  $t$ :  $d\varphi = 6n dt$  (де  $n$  - частота обертання  
вала двигуна,  $\text{хв}^{-1}$ ).

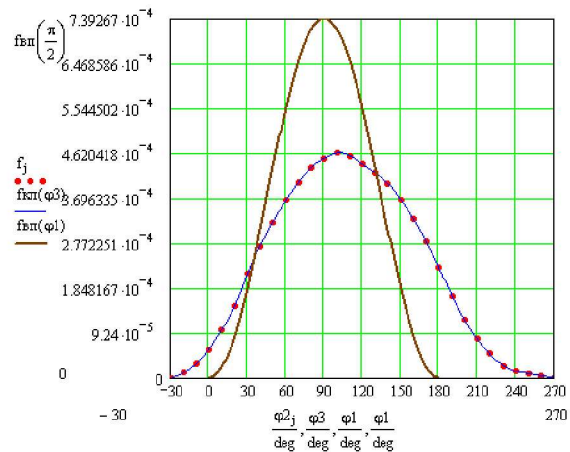


Рис.2. Прохідні перетини впускного отвору  $f_{\text{вп}}$  і  
впускного клапана  $f_{\text{кл}}$

Розрахунок процесу згоряння проведений з вико-  
ристанням функцій І.І. Вібе [17]. У цьому випадку  
вимоги до емпіричної термодинамічної моделі зго-  
рання зводяться до визначення вирішальних для  
процесу згоряння факторів: тривалості й швидкості  
згоряння. Як відомо, точно аналітично обчислити  
ці фактори неможливо. Тому в моделі процесу зго-  
рання на основі аналізу літературних даних по ро-  
бочому процесу ДВЗ (теоретичних і експеримента-  
льних) складені підпрограми по визначенню трива-  
лості й швидкості згоряння, за допомогою яких  
можна якісно описати різні фактори впливу таких,  
як змінний ступінь стиску, спосіб регулювання на-  
вантаження, склад суміші й ін.

Температура в процесі згоряння визначається по формулі

$$dT_{\text{ср}} = (k_{\text{ср}} - 1) \left[ \frac{1}{R_{\mu} M_{\text{ср}}} (H u_{\text{ср}} g_{\text{мц}} dx - dQ_w - dQ_{\text{дис}}) - T_{\text{ср}} \frac{dV}{V} \right], \quad (18)$$

де  $g_{\text{тн}}$  - циклова доза палива;  $M_{\text{ср}}$  - кількість мольв робочого тіла, що приймають участь у згорянні;  $Q_w$  - теплота, що відводиться в стінки циліндра;  $Q_{\text{дис}}$  - теплота, що втрачається на дисоціацію молекул;  $T_{\text{ср}}$  - поточна температура робочого тіла в процесі згоряння;  $dx$  - частка палива, що умовно згоріла за час  $dt$  (або  $d\phi$ ); розраховується по методу І.І. Вібе [17];  $R_{\mu}$  - універсальна газова стала;  $H_{\text{ср}}$  - активна теплота згоряння;  $k_{\text{ср}}$  - показник адиабати для продуктів згоряння, визначається по І.І. Вібе [17].

Поточний тиск у процесі згоряння обчислюється одночасно з визначенням температури  $T$  по рівнянню стану для ідеального газу

$$p = \frac{8314 M_{\text{ср}} T}{V}. \quad (19)$$

Диференціальне рівняння (18) вирішується чисельними методами. У нашому випадку для рішення цього рівняння використовується метод Рунге-Кутта IV - го порядку.

Розроблена методика і програма, що її реалізує, були випробувані при моделюванні робочого циклу експериментального ДВЗ і двигуна МеМЗ-245 для декількох режимів і показали гарне узгодження розрахункових і експериментальних даних для всіх досліджуваних режимів роботи двигунів в умовах змінного ступеня стиску й різних способів регулювання навантаження.

#### Висновок

Програма розроблена в середовищі Mathcad, розрахунок одного режиму роботи двигуна на ПЕ-ОМ з оперативною пам'яттю 2 Гб не перевищує 3 хв. Сервісне оформлення програми дозволяє виводити інформацію на екран монітора як у цифровому, так і у графічному вигляді.

#### Список літератури:

1. Міценко М.І. Математична модель процесу впуску в бензиновому двигуні з різними способами регулювання навантаження та ступеня стиску / М.І. Міценко, В.Г.

Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, В.А. Курмаз // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. - №2 – С. 27 – 31. 2. Computersimulation der Strömung, Gemischbildung und Verbrennung im Motoren. Brandstätter Wilhelm, Killmann Iroft. // «MTZ: Motortech. Z.» – 1988. – 49. – № 5. – S. 177-178, 181-186. 3. Ohsuga Minoru. Real Time Control for Fuel Injection System with Compensating Cylinder-by-Cylinder Derivation / Ohsuga Minoru, Nogi Toshitaru, Fujieda Mamoru, Ohya Yohishige // SAE. – 1990. – № 900778. – v. 1-6. 4. Pucher Helmut. Ein Rechenprogramm zum instationären Ladungswechsel von Dieselmotoren / Pucher Helmut // MTZ. – 1977. – 38. – № 7-8. – PP. 333-335. 5. Seifert Hans. Erfahrungen mit einem mathematischen Modell zur Simulation von Arbeitsverfahren in Verbrennungsmotoren / Seifert Hans // MTZ. – 1978, 39. – №7-8. – S. 321-325. 6. Davis G.G. Modeling the effect of swirl oil turbulence intensity and Burn rate in s.i. engines and comparison with experiment / Davis G.G., A. Mikulec, L.C. Kent, R.J. Tabaczynski // SAE. – 1986. – №. 860325. – 8 pp. 7. Gord Karl A. Ladungswechselrechnung im CAE – Konzept / Gord Karl A., Bruner Thomas, Franzke Dietrich E., Polke Heina R. // MTZ. – 1990. – 51, № 9. – PP 380-382, 385-387. 8. Seifert Hans. 20 Jahre erfolgreiche Entwicklung des Programmsystems PROMO. Seifert Hans // MTZ: Motortech. Z. – 1990. – 51. – № 11. – S. 478-480, 482-488. 9. Morel T. Model for heat transfer and combustion in spark ignited engines and its comparison with experiments / T. Morel, C.I. Rackmil, R. Keribar, Jemmings M.J. // SAE. – № 880198. – 1988. – 15 pp. 10. Thiemann W. Definition und Eigenschaften des Fülligkeitsgrads des Indicatodiagramms und sein Einfluß auf den Totpunktfehler / W. Thiemann // Automobil Industrie. – 1988. – 33. – S. 569-577. 11. Boulouchos Konstantinos. Aufgabenstellungen der Motorthermodynamik heute—Beispiele und Lösungsansätze / Boulouchos Konstantinos, Eberle Meinrad // MTZ: Motortech. Z. – 1991. – 52, 11, – S. 574-583. 12. Jungbluth Georg. Ein quasidimensionales Modell zur Beschreibung des ottomotorischen Verbrennungsablaufes / Jungbluth Georg, Nosne Georg // MTZ: Motortech. Z. – 1991. – 52, № 5. – 262-267 // MTZ: Motortech. Z. – 1991. – 52, № 6. – S. 318-319, 322, 325-326, 328. 13. Мизернюк Г.Н. Методика расчёта рабочего процесса ДВС на ЭВМ. / Г.Н. Мизернюк, А.С. Кулешов // Изв. ВУЗов. – Машиностроение. – 1986. – № 6. – С. 97-101. 14. Наддув двигателей внутреннего сгорания. Перевод с немецкого [Циннер К.]; под ред. Н.Н. Иванченко. – Л.: Машиностроение, 1987. – 264 с. 15. Глаголев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания / Н.М. Глаголев. – М. – К.: Машиз, 1950. – 481 с. 16. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания: Учебник для студентов вузов / В.Г. Дьяченко. – Харьков: ХНАДУ, 2009. – 499 с. 17. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей / Вибе И. И. – Свердловск: МАШИЗ, 1962. — 271 с.