

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, інж., М.А. Підлісна, студ.*

## МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА. ЧАСТИНА 2. РОЗРАХУНОК, ЕКСПЕРИМЕНТ, АНАЛІЗ

### Вступ

У частині 1 [1] була розроблена математична модель розрахунку бензинового двигуна з різними методами регулювання навантаження, а саме за способами Аткінсона і Міллера.

Позначення та варіанти регулювання навантаження ті ж, що і в частині 1.

Авторами даної статті були виконані розрахунково-експериментальні дослідження впливу на основні показники чотиритактного бензинового ДВС таких методів регулювання навантаження, як спосіб Аткінсона й спосіб Міллера. У роботі аналізуються розрахунково-експериментальні дані по впливу зазначених способів регулювання навантаження двигуна на параметри робочого процесу.

**Основна мета даної роботи**, що є другим етапом вивчення робочого процесу бензинового чотиритактного двигуна при нетрадиційних способах регулювання навантаження, полягає в розрахунково-експериментальному дослідженні методів регулювання навантаження двигуна за способами Аткінсона й Міллера.

У даній статті практично неможливо привести повністю усі експериментальні та розрахункові результати. Тому тут приводяться та обговорюються тільки деякі, найбільш характерні залежності.

### Опис експериментів

Перед виконанням розрахункових досліджень необхідно було експериментальним шляхом визначити ряд параметрів, що входять до математичної моделі двигуна.

Дослідження були проведені на експериментальному одноциліндровому чотиритактному двигуні в дослідницькій лабораторії АДІ ДВНЗ «ДонНТУ».

Опис дослідного стенда, випробувального обладнання й експериментального двигуна дано в роботах [2, 3, 4].

Експериментальний двигун має механізм газорозподілу (МГР) з верхнім підвісним розташуванням клапанів. Привід клапанів виконується безпосередньо від верхнього розподільного вала. Деталі МГР (клапани із пружинами, штовхачі та розподільний вал) були взяті від малогабаритного се-

рійного двигуна Briggs 91200. В експериментальному двигуні привід МГР від колінчастого вала здійснюється за допомогою розробленої системи проміжних валів з конічними та циліндричними шестернями.

Загальний вид двигуна показаний на рис. 1.

Розподільний вал (рис. 2) було допрацьовано для можливості встановлення змінних кулачків (одного або двох), а також для зміни фази впуску.

Для регулювання навантаження за способами Аткінсона і Міллера були виготовлені експериментальні впускні кулачки: два однакових кулачка (рис.3, а), які мають кутове зміщення  $\varphi_{At}$  відносно один одного, – для здійснення способу Аткінсона і шість з'єдених кулачків різного профілю (рис.3, б) – для реалізації способу Міллера. Для контролю зміщення  $\varphi_{At}$  кулачків на їх тильових частинах нанесені мітки А і Б.



Рис. 1. Експериментальний двигун, встановлений на випробувальному стенді

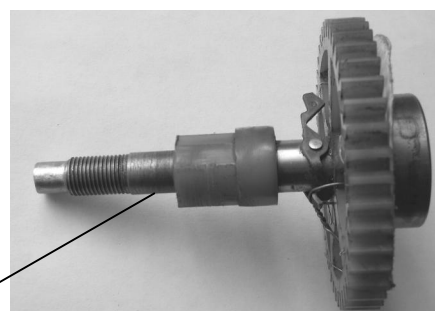


Рис. 2. Розподільний вал:  
А – місце установки експериментальних впускних кулачків

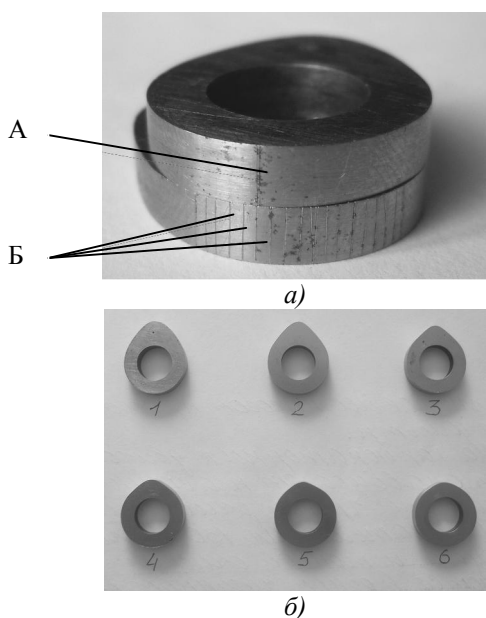


Рис. 3 - Впускні експериментальні кулачки:  
а – для реалізації способу Аткинсона (А, Б – мітки установки кута відносного зсуву кулачків); б – для реалізації способу Міллера

Регулювання навантаження за способом Аткинсона здійснювалась дискретно шляхом зміни взаємного кутового положення двох однакових кулачків. Для експериментальних досліджень способу Міллера навантаження двигуна задавалось послідовною зміною шести кулачків з різним профілем. Під час проведення дослідів за способами Аткинсона і Міллера встановлювався незмінний кут відкриття дросельної заслінки  $\varphi_{др} = 100\%$ .

Профілограми деяких кулачків, що забезпечують здійснення способів Аткинсона й Міллера, представлені на рис. 4.

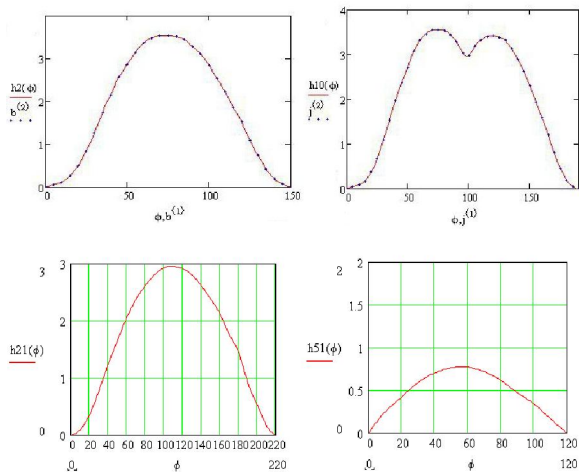


Рис. 4. Профілограми деяких експериментальних кулачків:  
а – для способу Аткинсона; б – для способу Міллера; ..... - експеримент; — - розрахунок

### Експериментальні результати

Значення механічних втрат двигуна, одержані методом прокрутки, наведені на рис. 5, де помітний вплив способу регулювання навантаження. Ці дані побічно підтверджують вже добре відоме зростання насосних втрат в класичному ДВЗ з підвищення частоти обертання колінчастого вала.

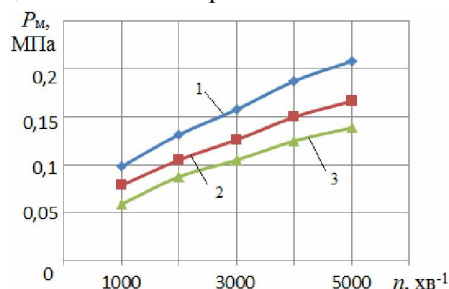


Рис. 5. Вплив частоти обертання колінчастого вала на механічні втрати ( $\alpha = 1$ ;  $\varphi_{др} = 50\%$ ):

$S/D = 38/52$  мм;  $\varepsilon = 9$ ; 1 – класичний спосіб; 2 – спосіб Міллера; 3 – спосіб Аткинсона

На рис. 6 і 7 показані навантажувальна та швидкісна характеристики двигуна при різних способах регулювання навантаження. Як і очікувалось, паливна економічність двигуна з дросельним регулюванням навантаження обумовлена, головним чином, втратою індикаторної роботи газів за цикл на газообмін.

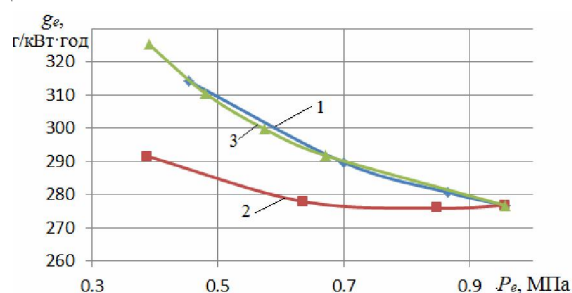


Рис. 6. Експериментальна навантажувальна характеристика:

$\alpha = 1$ ;  $n = 4000$  хв<sup>-1</sup>;  $S/D = 38/52$  мм;  $\varepsilon = 9$ ; 1 – класичний спосіб; 2 – спосіб Аткинсона; 3 – спосіб Міллера

### Розрахункові результати

Для профілограм експериментальних кулачків (рис. 4) попередньо одержана узагальнена емпірична формула залежності висоти підйому клапана  $h_{вп}$  від кута повороту колінчастого вала  $\varphi$ , яка використана в математичній моделі, розроблений в АДІ ДВНЗ «ДонНТУ».

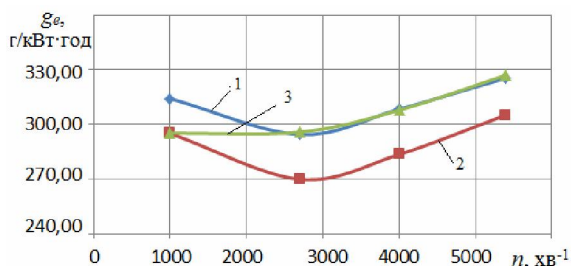


Рис. 7. Експериментальна швидкісна

характеристика:

$\alpha = 1$ ;  $\varphi_{др} = 50\%$ ;  $S/D = 38/52$  мм;  $\varepsilon = 9$ ; 1 – класичний спосіб; 2 – спосіб Аткинсона;

3 – спосіб Міллера

За допомогою математичної моделі були отримані швидкісні та навантажувальні характеристики двигуна, навантаження якого регулювалось за способами Аткинсона, Міллера та класичним способом.

Розрахунок швидкісних характеристик на часткових режимах роботи двигуна проводився при коефіцієнтах наповнення від  $\eta_V = 0,38$  до  $\eta_V = 0,97$ .

Розрахунок навантажувальних характеристик проводився при частотах обертання колінчастого вала від 1000 до 5400 хв<sup>-1</sup>.

Розрахункові залежності параметрів робочого циклу двигуна при двох нетрадиційних способах регулювання навантаження зображені на рис.8 і 9. Там також для порівняння наведені дані для двигуна за класичним способом регулювання навантаження ( $\varphi_{др} = var$ ).

#### Аналіз результатів

Можна убачати, що регулювання навантаження двигуна способом Аткинсона характеризується більш високими насосними втратами в усіх випадках.

Із отриманих даних випливає, що двигун, який працює за способом Аткинсона, має значну перевагу по економічності на режимах малих навантажень над класичним двигуном та двигуном за способом Міллера, що узгоджується з результатами досліджень інших робіт [5, 6, 7, 8].

Автори цих робіт стверджують, що при запізненому закритті впускного клапана покращення економічності двигуна здійснюється завдяки меншим насосним втратам. Однак з таким поясненням не можна погоджуватися, оскільки, як свідчать результати даної роботи, при регулюванні навантаження за способом Аткинсона насосні втрати  $P_{нас}$  (рис. 8 і 9), навпаки, більші, ніж при інших способах регулювання навантаження.

Можна припустити, що найбільш імовірною причиною покращення економічності двигуна, який працює за способом Аткинсона, є вплив роботи процесу стиску на показники ДВЗ, яка у даному випадку має найменшу величину. Причиною зниження роботи стиску на часткових навантаженнях є зменшення ходу поршня в процесі стиску.

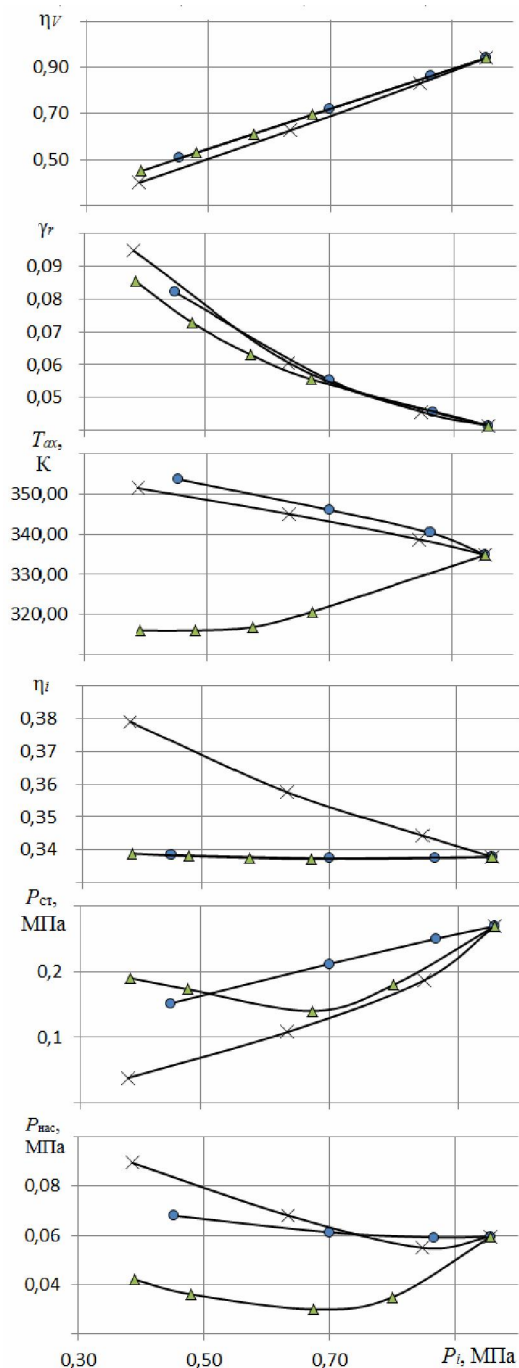


Рис. 8. Розрахункова навантажувальна характеристика:

$n = 4000$  хв<sup>-1</sup>;  $\alpha = 1$ ; • – класичний спосіб; х – спосіб Аткинсона;  $\Delta$  – спосіб Міллера

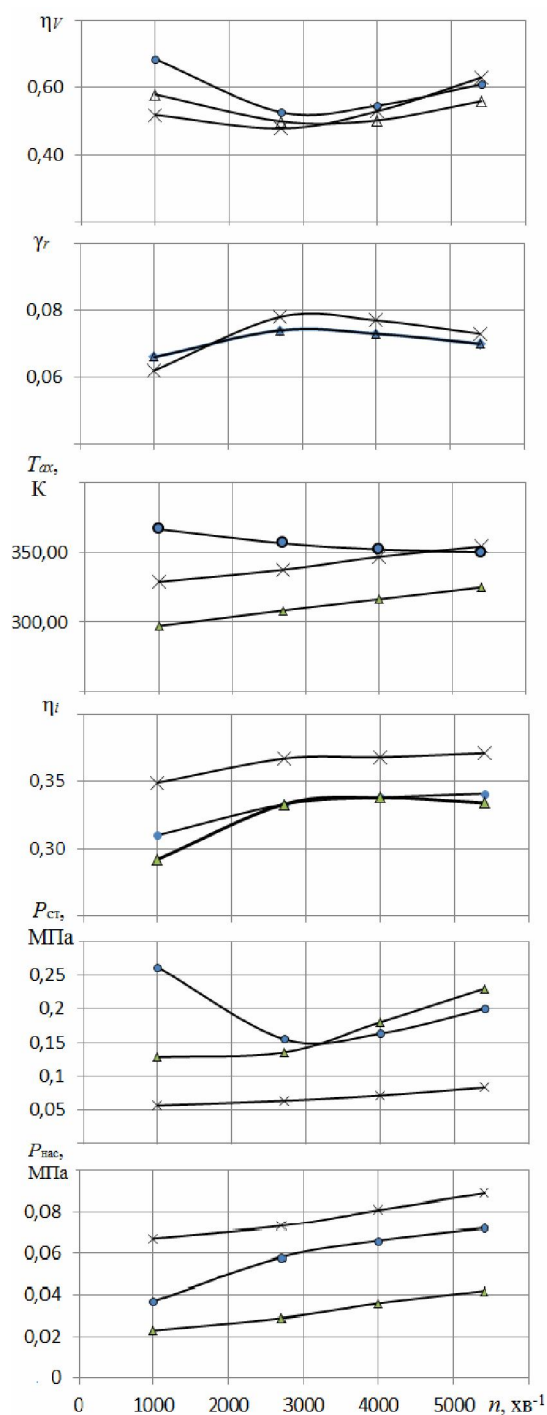


Рис. 9. Розрахункова швидкісна характеристика:

$P_i = 0,5 \text{ МПа}$ ;  $\alpha = 1$ ; • – класичний спосіб;  
 $\times$  – спосіб Аткинсона;  $\Delta$  – спосіб Міллера

Дійсно, в табл. 1, як приклад, приведені значення роботи стиску  $L_{ст}$  при  $P_i = 0,7 \text{ МПа}$  і  $n = 4000 \text{ хв}^{-1}$  для різних способів регулювання навантаження. Видно, що робота  $L_{ст}$  для способу Аткинсона в середньому в 1,8 раза менша від класичного способу та способу Міллера. Робота насосних втрат у двигуні за способом Аткинсона більша на 11%

ніж у класичного способу та у 2 рази перевищує втрати роботи за способом Міллера, але сумарні втрати індикаторної роботи газів за цикл на процесі стиску і газообміну при способі Аткинсона значно нижчі (від 22 до 55%) у порівнянні з іншими двома способами регулювання навантаження.

Таблиця 1. Порівняння складових витрат індикаторної роботи газів за цикл в двигуні з різними способами регулювання навантаження

Втрати індикаторної роботи газів за цикл, Дж	Способи регулювання навантаження двигуна		
	Аткинсона	Міллера	Класичний (дроселюванням)
На газообмін, $L_{газ}$	-18,5	-9,49	-16,66
На процес стиску, $L_{ст}$	-29,37	-48,94	-57,52
Сумарні, $L_{сум}$	-47,87	-58,43	-74,18

Двигун, що працює за способом Міллера, не має суттєвих переваг по паливній економічності. Достоїнством такого двигуна є значне зниження температури  $T_{ax}$  наприкінці процесу впуску (рис. 8), що дає можливість ефективного застосування наддуву, а також застосування змінного ступеня стиску.

### Висновок

Представлені результати показують, що поліпшення паливної економічності двигуна може бути отримане при регулюванні навантаження за способом Аткинсона в широкому діапазоні режимів роботи (навантаження від 20% до повного і частоти обертання колінчастого вала від  $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$  до номінальної).

При регулюванні навантаження автомобільного двигуна за способом Міллера необхідно, імовірно, застосування наддуву, а також застосування змінного ступеня стиску.

### Список літератури:

1. Міщенко М.І. Моделирование та дослідження робочого циклу бензинового двигуна. Частина 1. Математична модель / М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, О.В. Савенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №1 – С. 35 – 39. 2. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах. Т.1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания / Мищенко Н.И. – Донецк: Лебедь, 1998. – 228 с. 3. Мищенко М.І. Експериментальні двигуни нетрадиційної конструкції / М.І. Міщенко, А.В. Хімченко, В.С. Новокрецьонов

// Матеріали міжнародної науково-техн. конф. "Проблеми транспорту та шляхи їх вирішення". – К.: УТУ. – 1997. – С. 119 – 120. 4. Розробка основ оптимального проектування безшатуного бензинового двигуна зі змінним ступенем стиску; Отчет о НИР (заключит.) / АДИ ДонНТУ. – Д 13-06; № ДР 0106U001256; – Донецьк, 2008. – 126 с. 5. Ахтямов М.В. Три цилиндра и наддув [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.autoreview.ru/news/160/73097/> – 15.10. 2010 г. 6. David James Haugen. Performance and combustion effects of phased late intake valve closure on a two intake valve engine / For the degree of doctor of philosophy. – 1995. – 95 pp. 7. The development of automotive Miller cycle gasoline engine / Ikeda Tatsuji Hatamura Koichi, Nogami Takao, Matsuoka Hideki, Iguchi Yuichi // JSME News – 1995. – 6, № 1. – P. 11. 8. A Design and Experimental Study of an Otto Atkinson Cycle Engine Using Late Intake Valve Closing / Blakey S.C., Saunders R.J., Ma T.H., Shopra A. // "SAE Techn. Pap. Ser." – 1991. – № 910451 – 9 pp.

**Bibliography (transliterated):**

1. Miwenko M.I. Modeljuvannja ta doslidzhennja robochogo ciklu benzinovogo dviguna. Chastina 1. Matematichna model' / M.I. Miwenko, V.G. Zarenbin, T.M. Kolesnikova, Ju.V. Jurchenko, O.V. Savenko // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2010. – №1 – S. 35 – 39. 2. Miwenko N.I. Netradicijnyje malorazmjerne dvigateli vnutrennego sgoranija. V 2 tomah. T.1. Teorija, razrobotka i ispytanie netradicijnyh dvigatelej vnutrennego sgoranija / Miwenko N.I. – Doneck: Lebed', 1998. – 228 s. 3. Miwenko M.I. Eksperimental'ni dviguni netradicijnoi kons-trukcii / M.I. Miwenko, A.V. Himchenko, V.S. Novokrew'o-nov // Materiali mizhnarodnoi nauko-vo-tehn. konf. "Problemi transportu ta shljahi ih virishennja". – К.: УТУ. – 1997. – С. 119 – 120. 4. Rozrobka osnov optimal'nogo proektuvannja bezshatunnogo benzinovogo dviguna zi zminnim stupenem stisku; Otchet o NIR (zakljuchit.) / ADI DonNTU. – D 13-06; № DR 0106U001256; – Doneck, 2008. – 126 s. 5. Ahtjamov M.V. Tri cilindra i nadduv [Elektronnyj resurs] – Rezhim dostupa: <http://www.autoreview.ru/news/160/73097/> – 15.10. 2010 g. 6. David James Haugen. Performance and combustion effects of phased late intake valve closure on a two intake valve engine / For the degree of doctor of philosophy. – 1995. – 95 pp. 7. The development of automotive Miller cycle gasoline engine / Ikeda Tatsuji Hatamura Koichi, Nogami Takao, Matsuoka Hideki, Iguchi Yuichi // JSME News – 1995. – 6, № 1. – P. 11. 8. A Design and Experimental Study of an Otto Atkinson Cycle Engine Using Late Intake Valve Closing / Blakey S.C., Saunders R.J., Ma T.H., Shopra A. // "SAE Techn. Pap. Ser." – 1991. – № 910451 – 9 pp.

УДК 621.436.038

**Ф.И. Абрамчук, д-р техн. наук, А.Н. Кабанов, канд. техн. наук, М.С. Липинский, инж.****ВЫБОР СТЕПЕНИ СЖАТИЯ И ДАВЛЕНИЯ НАДДУВА ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ****Введение**

В двигателях с искровым зажиганием на режимах внешней скоростной характеристики максимальная мощность, как правило, ограничивается явлением детонации.

В газовом двигателе с искровым зажиганием средней мощности на данное явление больше всего влияют два фактора: степень сжатия  $\epsilon$  и степень повышения давления при наддуве  $\pi_k$ . Как правило, выбор этих параметров осуществляется экспериментально.

Следовательно, расчётное определение оптимальных значений  $\epsilon$  и  $\pi_k$  для ДВС такого типа в настоящее время является актуальной задачей.

**Анализ литературных источников**

В настоящее время для выполнения этой задачи создано ряд математических моделей.

Существует научное направление, которое сводит задачу моделирования возникновения детонации к расчёту периода задержки самовоспламенения несгоревшей топливо-воздушной смеси в цилиндре двигателя.

Так, в работе [1] предложено эмпирическое уравнение

$$\tau = X_1 \cdot p^{-X_2} \cdot \exp\left(\frac{X_3}{T_u}\right), \quad (1)$$

где  $p$  – давление в цилиндре двигателя в процессе сгорания, Па;  $T_u$  – температура смеси в несгоревшей зоне, К;  $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$  – эмпирические коэффициенты.

Однако сведение моделирования детонации к расчёту только момента её возникновения после начала сгорания имеет ряд существенных недостатков. Например, существенную роль в процессе детонации играет её интенсивность: она может затухнуть непосредственно после её возникновения, либо же может продолжать нарастать.

Следовательно, для моделирования детонации желательно использовать критерии, учитывающие не только момент возникновения детонации, но и её интенсивность.

В работе [2] предложено уравнение для расчёта так называемого «критического порога самовоспламенения», определяющего возникновение детонации в двигателе