

АЛЬТЕРНАТИВНІ ЦИКЛИ РОБОТИ ДВЗ

О. М. Тиховецька

студентка 4 курсу, група АТ-41, навчально-науковий механічний інститут

Науковий керівник – к. т. н., В. М. Глінчук

*Національний університет водного господарства та природокористування,
м. Рівне, Україна*

В даній статті розглянуто альтернативні цикли роботи двигунів внутрішнього згоряння. Проаналізовані переваги та недоліки даного циклу та зроблені висновки щодо можливості та доцільності його використання.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання (ДВЗ), ступінь стиску.

В данной статье рассмотрены альтернативные циклы работы двигателей внутреннего сгорания. Проанализированы преимущества и недостатки данного цикла и сделаны выводы относительно возможности и целесообразности его использования.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания (ДВС), степень сжатия.

This article discusses the alternative cycles of internal combustion engines. The advantages and disadvantages of this cycle and conclusions about the feasibility of its use.

Keywords: internal combustion engine (ice), the degree of compression.

Вступ.

Протягом майже 120 років теорія двигунів внутрішнього згоряння базувалась на тому, що ступінь стиску бензинового двигуна не може бути вищим 14 одиниць. К. к. д найкращих бензинових двигунів у режимах середніх навантажень не вище 12%. Це означає, що у середньому 88% палива спалюється і викидається в атмосферу без усякої користі для кожного конкретного автовласника і з великим збитком для середовища їх проживання. Автомобільний транспорт виробляє приблизно 70% парникових газів. Наслідки шкідливої дії газів, утворюючих парниковий ефект, особливо помітні в останні 10-15 років.

При зміні процесів, що протікають в циліндрах двигуна, а зокрема умов при якому відбувається горіння, можливо підвищити к. к. д. бензинових двигунів режимах середніх навантажень, до 60%, у режимах повних навантажень - до 73%. Таким чином зменшити споживання нафтопродуктів і викидів в атмосферу отруйних і парниковых газів. [1]

Основна частина.

В традиційній теорії газів ДВЗ для збільшення потужності необхідно збільшити витрати повітря і палива двигуном. Тобто встановлена пряма пропорційна кількісна залежність між потужністю двигуна і витратою повітря і палива, згідно з якою, чим більша потужність двигуна, тим більше повітря і палива він витрачає. У двигуні, що працює за зміненим циклом, залежність обернено пропорційна, якісна, згідно з якою, для збільшення потужності двигуна необхідно збільшити ступінь стиску. При цьому для отримання необхідної потужності необхідно зменшити витрату повітря і палива в стільки раз, в стільки був збільшений ступінь стиску.

З врахуванням властивостей бензину, в бензиновому ДВЗ з надвисоким ступенем стиску (при внутрішньому сумішоутворенні), тепло повинне підводитися частинами на такті робочого ходу.

У дизельному ДВЗ підведення частини тепла повинно відбуватися при положенні поршня у верхній мертвій точці з наступною подачею решти частини тепла на такті робочого ходу. Розрахунки показують, що у дизельному двигуні зі ступенем стиску 51, у якому тепло

вводиться в 0° ПКВ, максимальні температури і стиснення і розширення, приблизно, відповідають аналогічним показникам сучасного дизельного двигуна із степенем стиску 17, але при цьому термічний ККД першого буде значно вищий [3].

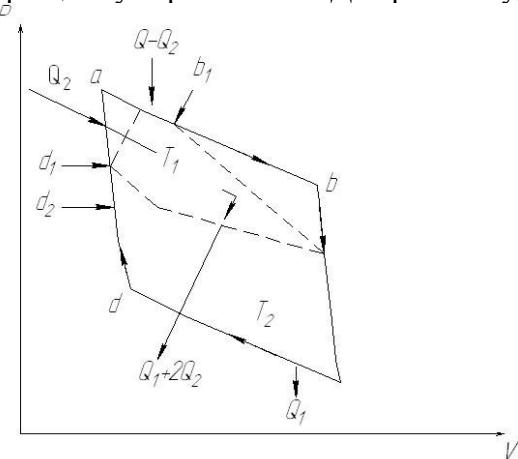


Рис. 1. Особливості роботи ДВЗ ($E = 10$) за циклом Карно

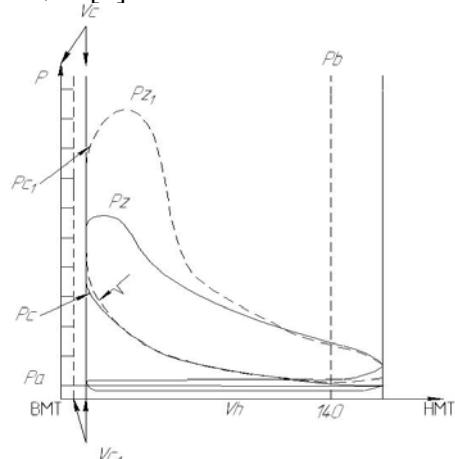


Рис. 2. Індикаторна робота ДВЗ зі ступенями стиску ($E=10, E=20$) при 50% дроселя

Розгляд індикаторної роботи конкретного робочого циклу бензинового двигуна з точки зору дійсного ступеню стиску робочого тіла показує наступну картину [1] :

1. Двигун зі ступенем стиску 10.

При витраті повітря в 40% від максимальної його витрати на даних обертах в циліндрі виявляється в 2.5 рази менше робочого тіла, ніж при максимальному наповненні. У момент закриття впускного клапана в циліндрі є розрідження, величина якого складе 0.4 від атмосферного (ступінь максимального наповнення циліндра на даних обертах дорівнює 1). Тобто величина 0.4 – ступінь наповнення циліндра для даного робочого циклу. Такт стиску при цих умовах складається з 2-х етапів: перший - це доведення тиску в циліндрі до тиску навколошнього середовища. Для цього поршень повинен здійснити 0.54 довжини свого ходу від НМТ в сторону ВМТ. Другий етап – це безпосередньо сам процес стиску. Він буде відбуватися в 0.36 величини ходу поршня. Дійсна ступінь стиску робочого тіла при цьому складе 4.6.

2. Для двигуна зі ступенем стиснення 25.

Дійсна ступінь стиснення робочого тіла, при тих ж умовах, складе 10.6. Тобто робочий процес у ньому буде мати такий ж характер, як у двигуні зі ступенем стиску 10, але тільки при ступені наповнення останнього в 1.04. У двигуні зі ступенем стиску 10, при ступені наповнення 1 і куті випередження запалювання 25° , максимальний тиск циклу P_z при 3500 обертах на хвилину досягається при 15° ПКВ після ВМТ. У двигуні зі ступенем стиску 25, при тому ж куті випередження запалювання і обертах, максимальний тиск циклу P_z досягається при 15° ПКВ після ВМТ при ступені наповнення 0.385. При подальшому збільшенні наповнення зменшується кут випередження запалювання. При цьому точка, в якій досягається максимальний тиск циклу P_z , перетворюється в лінію, початок якої, у міру збільшення дійсного ступеню стиску, зміщуватиметься у бік ВМТ, а кінець - у бік НМТ. Так, при ступені наповнення 0.385, дійсного ступеню стиску 10.6, куті випередження запалювання 25° , P_z досягається при 15° ПКВ і є в координатах діаграми циклу точкою. При ступені наповнення 1, дійсного ступеню стиску 25, куті початку тепловиділення 0° , P_z буде досягнутий при 0° ПКВ і в координатах діаграми циклу перетворюється в лінію від 0 до 35° ПКВ після ВМТ [1].

У двигуні, в якому $P_c = P_z$, перша фаза тепловиділення повинна виникати з обмеженням кількості введеного в робоче тіло тепла. З причини цього, в міру підвищення ступеню стиску, довжина лінії ізотермічного розширення буде збільшуватися до 65 - 700 ПКВ.

Дійсна ступінь стиску в запропонованому варіанті буде реально відображати характер робочого процесу, що відбувається в циліндрі при кожному робочому циклі. Розглянемо особливості роботи ДВЗ ($E = 10$) за циклом Карно із зміщеним підводом теплоти (Рис. 1).

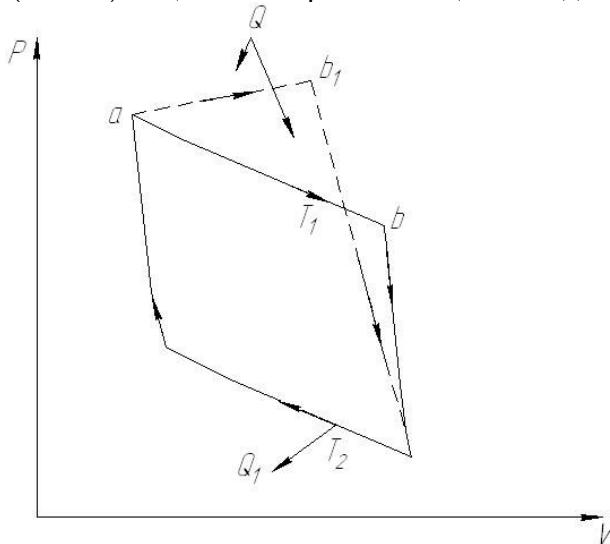


Рис. 3. Особливості роботи ДВЗ ($E=51$) по циклу Карно

Позамежна ступінь стиснення повинна створити у двигуні, «надкритичні» тиск і температуру, отже двигун не буде мати необхідного ресурсу і швидко зруйнується.

Згідно досліджень, що були розглянуті [1], можна зробити висновок:

1. Робота двигуна і розрахунки показують, що величини максимальних температур і тисків стиснення і розширення у ньому такі ж, що і в стандартному двигуні. Природу бензину змінити неможливо і відповідно, при перевищенні допустимих меж температури і тиску детонації неминучі.

2. Протяжність відрізу лінії ізотермічного розширення, на якому діють температури і тиск, близькі до максимальних, в двигуні Ібадулаєва суттєво більше. З цієї точки зору фактор їх негативного впливу на ресурс двигуна має місце.

3. З іншої сторони збільшення якості тепла, перетворюваного в механічну роботу, призводить до суттєвого зниження температури робочого тіла в кінці розширення (приблизно на 400° С менше у порівнянні із стандартним ДВЗ) що призводить до значного зниження теплової загрузки на деталі двигуна.

4. При сумуванні приведених факторів складається позитивний баланс, тобто ресурс двигуна із надвисокою ступенем стиску буде більше, ніж у стандартного.

Висновок. Отже, слідуючи розгляду теорії процесу горіння [4], пояснення Ібадулаєва Г. А. є правильними. Якщо тиск P_1 буде зменшуватись – інтенсивність горіння сповільниться і двигун не буде ефективним. Якщо буде збільшуватись – інтенсивність горіння зросте і виникнуть детонаційні процеси. Якщо тиск буде постійним – інтенсивність горіння буде стабільна. Показники ДВЗ при його роботі характеризують, що твердження Ібадулаєва Г. А. про використання підвищених ступенів стиску для бензинових ДВЗ є раціональні.

Використання циклу Ібадулаєва як альтернативного циклу роботи ДВЗ є доцільним як з економічної, так і з екологічної точки зору, це дозволить зменшити витрати палива та зменшити викиди шкідливих речовин відпрацьованих газів у атмосферу.

1. Ибадуллаев Г. А. Бензиновый двигатель внутреннего сгорания со сверхвысокой степенью сжатия / Г. А. Ибадуллаев // Махачкала. - 2007. – С. 11-36.
2. Луканин В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов / В. Н. Луканин // - Высшая школа. -1985 . – СС.55-73.
3. Луканин В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование / В. Н. Луканин // - Высшая школа. -1985 . – С.65-86.
4. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. И. Колчин, В. П. Демидов // Высшая школа. -1980 . – СС. 43-46.
5. Ховаха М. С. Автомобильные двигатели / М. С. Ховаха // Машиностроение. – 1977. – С. 32.