

УДК 631.3.004.5 (075.3)

**РОЗРОБКА ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВПРИСКУВАННЯ ВОДЯНОЇ
ПАРИ В ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ**

Марченко Д.Д., к.т.н., доц.

Миколаївський національний аграрний університет

Abstract

Directions of increase of economy of internal combustion engines by utilization of heat are considered. The proposed steam boiler was injected into the turbine of a turbocharger, and excess power was transferred to the crankshaft.

Keywords: thermal motor, efficiency, water vapor, recycling.

Вступ

Автомобільний транспорт, особливо в сільськогосподарському виробництві, відноситься до енергоємних галузей економіки. Тому актуальність проблеми зменшення енергоємності продукції не викликає сумніву. Одним із шляхів досягнення цього є підвищення економічності двигунів автомобільних енергетичних засобів.

Роботи з підвищення економічності поршневих двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) ведуться за двома основними напрямками. Перше, створення нових конструкцій двигунів з більш високим ефективним ККД. Друге, розробка пристроїв, які дозволяють утилізувати теплоту відпрацьованих газів та охолоджуючої рідини. Частка зазначених теплових втрат становить не менше 50 % теплоти згорання палива [1]. Якщо перший напрямок добре розвивається, то другий, стосовно сільськогосподарської техніки практично не досліджено.

Аналіз попередніх досліджень

Розглянемо другий напрямок. Він доволі добре розроблений для суднових та стаціонарних енергетичних установок [2]. Тут розрізняють систему звичайного утилізацію тепла (СЗУТ) та систему глибокої утилізації тепла (СГУТ).

Перевагою СЗУТ є простота конструкції, малі експлуатаційні витрати, невеликі масо-габаритні показники та її вартість. Вона складається з утилізаційного котла (УК), відповідної запірної апаратури, трубопроводів, автоматики тощо. Недоліки – низька ефективність та відсутність споживачів теплової енергії на борту сільськогосподарської техніки.

СГУТ призначена для виробництва теплової, електричної або/та механічної роботи. Вона зазвичай складається з паросилової установки (паровий котел, парова турбіна тощо). В якості робочого тіла може бути використана вода або рідина з низькою температурою кипіння. Парова турбіна дозволяє підвищити потужність двигуна та відповідно зменшити питому витрату палива.

Датська фірма Alfa Power Systems B.V. розробила технологію SwirlFlash. Вона передбачає впорскування нагрітої до 150...250 °С води під тиском 15 МПа на вхід турбокомпресора. Це дозволяє суттєво зменшити емісію NOx (до 30 %) не зниження паливної економічності. Оптимізація параметрів зазначеної технології дозволяє навіть підвищити ККД дизеля на 1 %. Перегріта вода отримується з використанням відпрацьованих газів двигуна [3].

Фірма BMW розробила систему утилізацію тепла для автомобілів, яка має у своєму складі парову машину. Остання передає механічну роботу на колінчастий вал ДВЗ [4].

Інтерес становить система утилізації тепла, яка була розроблена ТОВ «Зоря-Машпроект». В ній поєднали цикли Брайтона та Ренкіна в одній схемі не виділяючи конструктивно газотурбінний двигун (ГТД) та паротурбінний теплоутилізуючий контур. Така схема називається контактною [5].

Агрегат являє собою ГТД простої схеми, в камеру згорання якого впорскується водяна пара, що генерується в УК. Газопарова суміш розширюється в турбіні, проходить через УК, а потім надходить у парогазовий конденсатор.

Використання утилізаційного парогенератора та поршневої парової машини або турбіни суттєво ускладнює конструкцію теплового двигуна та його вартість. Тому доцільно розглянути систему у якій водяна пара впорскування у наявні елементи – турбіну турбокомпресора.

Постановка проблеми

Відомі ДВЗ з пристроями для вприскування води або водяної пари, зокрема ДВЗ, в якому одночасно подають відпрацьоване паливо та воду, при цьому утворюються два факели розпилення в камері згорання [6], в процесі впуску водяна пара додається в паливну суміш [7], впорскування води в камеру згорання при займанні палива для збільшення тиску в циліндрі водяним паром [8] та двотактний дизель з наддувом, що працює по черзі: цикл уприскування палива, робочий цикл. Потім цикл уприскування води замість палива, паровий цикл за рахунок температури нагріву двигуна [9].

Недоліками вище названих пристроїв є те, що в процесі подачі води чи водяної пари в камеру згорання ДВЗ, вона відбирає тепло при згоранні, погіршує запалення суміші і знижує швидкість розповсюдження полум'я, а це призводить до витрати палива на одиницю потужності двигуна (питома витрата палива), викиду в атмосферу токсичних викидів і парникових газів, зниження ефективної потужності і теплового ККД ДВЗ, а також ускладнює конструкцію ДВЗ через додаткове обладнання.

Також існує пристрій неохолоджуваного двигуна внутрішнього згорання з системою подачі води в камеру згорання, що здійснюється після згорання палива, впорскування води виконується у два прийоми з інтервалом 5-10⁰ кута повороту кривошипу після запуску, починаючи зі стійких мінімальних обертів

двигуна, крім того, кількість подачі води насосом високого тиску визначається температурою впуску, що виключає конденсацію парів води на лопатках турбіни [10]. Призначенням даного пристрою є підвищення ефективної потужності двигуна.

Мета та завдання

Метою даного дослідження є визначення доцільності використання впорскування в турбіну турбокомпресора ДВЗ водяної пари, отриманої в утилізаційному котлі [11].

Задача полягає в досягненні зниження витрати палива на одиницю потужності двигуна (питома витрата палива), зменшити викиду в атмосферу токсичних викидів і парникових газів, підвищити ефективну потужність і тепловий коефіцієнт корисної дії ДВЗ, а також спростити конструкцію ДВЗ через додаткове обладнання.

Результати вирішення основних завдань

На рис. 1 приведено схему пристрою для впорскування водяної пари в двигун внутрішнього згорання [11].

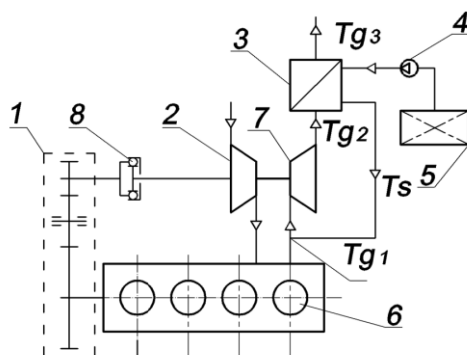


Рисунок 1 Схема пристрою для впорскування водяної пари в двигун внутрішнього згорання:

1 – редуктор; 2 – компресор; 3 – утилізаційний котел; 4 – живильний насос; 5 – водяний бак; 6 – двигун внутрішнього згорання; 7 – турбіна; 8 – обгінна муфта; T_{g1} – температура відпрацьованих (випускних) газів перед турбіною 7; T_{g2} – температура відпрацьованих газів після розширення у турбіні 7; T_{g3} – температура за утилізаційним котлом 3; T_s – температура насиченої водяної пари

Пристрій для впорскування водяної пари в двигун внутрішнього згорання включає в себе наступні вузли: редуктор 1, компресор 2, утилізаційний котел 3, живильний насос 4, водяний бак 5, двигун внутрішнього згорання 6, турбіна 7 і обгінна муфта 8.

На рис. 1 показано T_{g1} – температура відпрацьованих (випускних) газів перед турбіною 7, T_{g2} – температура відпрацьованих газів після розширення у турбіні 7, T_{g3} – температура за утилізаційним котлом 3, T_s – температура насиченої водяної пари.

Пристрій працює таким чином. При роботі двигуна внутрішнього згорання 6 на паливі з камери згорання відпрацьовані гази поступають до турбіни 7, яка жорстко насаджена на один вал з компресором 2, що нагнітає повітря в камеру згорання двигуна внутрішнього згорання 6.

Після прогрівання і виходу двигуна внутрішнього згорання 6 на режим номінальної потужності (температура відпрацьованих газів становить приблизно 925 К) з водяного баку 5 за допомогою живильного насосу 4 починає нагнітатися вода до утилізаційного котла 3, в якому вода починає перетворюватись у насичений водяний пар за рахунок нагріву від відпрацьованих газів.

Утворена насичена водяна пара подається до турбіни 7 і таким чином складається з відпрацьованими газами, що надходять з камери згорання двигуна внутрішнього згорання 6. При цьому компресор 2, який жорстко насаджений на один вал турбіною 7, починає обертатися з додатковою підвищеною швидкістю і нагнітати більшу кількість повітря у камеру згорання двигуна внутрішнього згорання 6.

За рахунок надлишку потужності турбіни 7, остання передає крутний момент ведучого вала редуктора 1, через обгінну муфту 8, на відомий вал редуктора 1, який з'єднаний з колінчастим валом двигуна внутрішнього згорання.

Математична модель для визначення впливу зазначеної схеми утилізації на економічні і потужнісні показники двигуна показали, що температура відпрацьованих газів ДВЗ перед турбокомпресором на режимі номінальної потужності становить приблизно 925 К. Визначимо температуру газів T_{g2} після розширення у турбіні:

$$T_{g2} = T_{g1} - \Delta T_{ad} \cdot \eta_T, \quad (1)$$

де T_{g1} – температура відпрацьованих газів перед турбіною, К; ΔT_{ad} – адіабатне зниження температури у турбіні, К; η_T – ККД турбіни.

Зниження температури за адіабатного розширення газів становить:

$$\Delta T_{ad} = T_{g1} - T_{ad} = l_{ad} \cdot \frac{(k-1)}{k \cdot R}, \quad (2)$$

де T_{ad} – температура газу на виході з турбіни за адіабатного розширення, К; l_{ad} – питома робота розширення, Дж/кг; k – коефіцієнт адіабати; R – питома газова постійна, Дж/(кг·К).

Максимальне значення питомої роботи розширення в одному ступені турбіни становить 300 кДж/кг. За таких умов температура газу при розширенні зменшується приблизно на 263 К.

У реальних ДВЗ розширення газів у турбіні відбувається не повністю. Тоді температура газів після турбіни становить:

$$T_{g2} = T_{g1} \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = T_{g1} \cdot \pi_T^{\frac{1-n}{n}}, \quad (3)$$

де P_1, P_2 – тиск газів відповідно перед та після турбіни; n – коефіцієнт політропи; π_T – ступень зменшення тиску у турбіні.

Розглянемо процеси отримання водяної пари, її впорскування в турбіну та розширення сумісно з газами. Водяна пара буде отримуватися в утилізаційному котлі. Визначимо температури у вузлових точках. Температура суміші відпрацьованих газів та водяної пари перед турбіною визначимо з рівняння:

$$T_s \cdot C_{ps} \cdot G_v + T_{g1} \cdot C_p \cdot G_g = (G_v \cdot C_{ps} + G_g \cdot C_p) \cdot T_m, \quad (4)$$

де T_s – температура насиченої водяної пари, К; C_p, C_{ps} – питома ізобарна теплоємність відповідно відпрацьованих газів та водяної пари, кДж/(кг·К); G_v, G_g – витрата, відповідно, водяної пари та відпрацьованих газів, кг/с; T_m – температура парогазової суміші, К.

Питомі ізобарні теплоємності водяної пари та газів відрізняються майже удвічі. Тоді шукане значення температури газопарової суміші становитиме:

$$T_m = \frac{T_s \cdot G_v \cdot C_{ps} + T_{g1} \cdot G_g \cdot C_p}{G_v \cdot C_{ps} + G_g \cdot C_p}. \quad (5)$$

Визначимо кількість водяної пари, яка може бути одержана в утилізаційному котлі. Тепловий баланс її отримання описується наступним рівнянням. Кількість теплоти, що йде на пароутворення визначається за формулою (з боку газопарової суміші):

$$Q_g = (G_v \cdot C_{ps} + G_g \cdot C_p) \cdot (T_{g2} - T_{g3}) \cdot \eta_{yk}, \quad (6)$$

де T_{g3} – температура за утилізаційним котлом, К; η_{yk} – ККД утилізаційного котла.

Температура за утилізаційним котлом T_{g3} визначається з умови низькотемпературної корозії та становить приблизно 403 К.

Кількість теплоти, що йде на утворення насиченої водяної пари визначається рівнянням:

$$Q_v = G_v \cdot (C_{pw} \cdot \Delta T + r), \quad (7)$$

де C_{pw} – питома ізобарна теплоємність води, кДж/(кг·К); ΔT – підігрів води з початкової температури до температури кипіння, К; r – питома теплота пароутворення води, кДж/кг.

Прирівнявши фор. 6 та 7 визначимо кількість водяної пари, що утворюється в утилізаційному котлі:

$$G_v = \frac{G_g \cdot C_p \cdot (T_{g2} - T_{g3})}{\frac{r + C_{pw} \cdot \Delta T}{\eta_{yk}} - C_{ps} \cdot (T_{g2} - T_{g3})}. \quad (8)$$

Фор. 8 містить значення температури T_{g2} після турбіни, яка залежить від кількості водяної пари. Тому воно може бути розв'язане лише числовими методами.

Розглянемо як вплине впорскування водяної пари на параметри турбокомпресора та дизельного двигуна в цілому. Потужність турбіни залежить від адіабатної роботи газів та їх витрати:

$$Nm = G \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{g2} \cdot \left(1 - \pi_m^{\frac{1-k}{k}} \right) \cdot \eta_T. \quad (9)$$

де η_T – ККД турбіни.

Розглянемо роботу стискання у компресорі. Потужність, яку споживає компресор визначається виразом:

$$Nk = \frac{G_B \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_B \cdot \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_K}, \quad (10)$$

де π_k – ступень підвищення тиску у компресорі; η_K – ККД компресора.

Впорскування водяної пари у турбіну призводить до підвищення її потужності. Вона може бути передана на колінчастий вал двигуна через редуктор і обгінну муфту [11].

Розрахунки стосовно тракторів третього тягового класу показують, що на експлуатаційній потужності можна отримати насичену водяну пару у кількості 0,0145 кг/с (52,2 кг/год). Це дозволяє підвищити потужність дизеля на 2 %. На відповідну величину зменшиться і питома витрата палива.

Висновки

Таким чином, застосування пропонованого пристрою дозволить досягти зниження витрати палива на одиницю потужності двигуна (питома витрата палива), зменшити викид в атмосферу токсичних викидів і парникових газів, підвищити ефективну потужність і тепловий коефіцієнт корисної дії ДВЗ, а також спростить конструкцію ДВЗ через додаткове обладнання.

Для підвищення економічності ДВЗ можна застосувати утилізацію теплоти відпрацьованих газів з використанням мінімальної кількості додаткового обладнання. Для цього впорскується водяна пара, одержана в утилізаційному котлі, в турбіну.

Напрями подальшого дослідження:

- розробка методики розрахунку та комп'ютерної програми для її реалізації;
- визначення впливу параметрів турбокомпресора на ефективність запропонованої системи утилізації;

- виявлення напряму використання надлишку потужності турбіни (підвищення тиску повітря після компресора та його продуктивності або передача на колінчастий вал двигуна);
- економічна ефективність залежно від параметрів ДВЗ та турбокомпресора.

Література

1. Лебедев О.Н. Двигатели внутреннего сгорания речных судов / Лебедев О.Н., Сомов В.А., Калашников С.А. – М. : Транспорт, 1990. – 328 с.
2. Основы проектирования судовых энергетических установок / Голубев Н.В., Горбунов Н.М., Поздеев А.В., Юдицкий Ф.Л. – Л. : Судостроение, 1973. – 392 с.
3. J. van Lieere. Hot Water for Power Augmentation / J. van Lieere, G.Y.M. Laagland // Diesel & Gas Turbine Worldwide. – 2001. – June. – P.72-74.
4. Freymann, R., Strobl, W., Obieglo, A.: The Turbosteamer: A System Introducing the Principle of Cogeneration in Automotive Application // Motortechnische Zeitschrift, MTZ 05/2008 Jahrgang 69, pp. P. 404 – 412.
5. Романовський Г.Ф. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: Навчальний посібник / Романовський Г.Ф., Ващиленко М.В., Сербін С.І. – Миколаїв : УДМТУ, 2003. – 304 с.
6. Авторское свидетельство № 1719681. Двигатель внутреннего сгорания, кл. F02B 47/02, бюллетень № 9333, 07.09.1993, автор Войтенков Н.Г.
7. Авторское свидетельство № 1784067. Двигатель внутреннего сгорания, кл. F02B 47/02, бюллетень № 31/2000, 10.11.2000, авторы Петушкин А.А., Жох В.М.
8. Авторское свидетельство № 1719682. Двигатель внутреннего сгорания, кл. F02B 47/02, бюллетень № 10, 15.03.1992, авторы Котов А.М., Дубовик А.А., Сугоняко П.П., Барановский А.И.
9. Авторское свидетельство № 1796037. Двухтактный двигатель внутреннего сгорания, кл. F02B 47/02, бюллетень № 10/2001, 10.04.2001, авторы Колмогоров Н.И., Малышева И.А.
10. Патент № 2105170. Неохлаждаемый двигатель внутреннего сгорания, кл. F02B 47/02, 20.02.1998, автор Дударев В.А.
11. Патент України на корисну модель u201802430. Пристрій для вприскування водяної пари в двигун внутрішнього згорання МПК F02B 47/02 (2006.01), автори Гавриш В.І., Марченко Д.Д., Калініченко А.В.
12. Hryniv A. Operational evaluation of motor oils of trucks by their thermal oxidative stability. Технологический аудит и резервы производства. - Харків : Технологічний центр. 2019. - № 3 (1). - С. 25-30.
13. Аулин В.В, Замота Т.Н., Замота О.Н., Гринькив А.В. Техно-экономическое обоснование преимущества интеллектуальной стратегии технического обслуживания и ремонта легкового автомобиля. Вісник інж. Академії України. 2017. №4. С. 50-56.