

ВІЛЬНОПОРШНЕВИЙ ДВИГУН-ГІДРОНАСОС

Виходячи із державних програм щодо створення більш економічних та менш металоемних машин, з'явилась можливість та необхідність у створенні нового типу мобільних машин з безступеневою гідравлічною трансмісією. У якості енергетичної установки пропонується двигун з вільнорухомими поршнями, як більш економічний та менш металоемний у порівнянні з кривошипно-шатунними двигунами внутрішнього згорання. Використання вільнопоршневих двигунів-гідронасосів у якості силових агрегатів енергетичних засобів (тепловозів, комбайнів, тракторів, автомобілів та інших мобільних і стаціонарних енергоустановок) з безступневими передачами дозволяє підвищити економічність та знизити металоемність цих засобів. Вільнопоршневі двигуни використовуються тільки як генератори газів та дизель-компресори, а гідрооб'ємна передача сьогодні компонується зі звичайним тепловим двигуном, який приводить гідронасоси. Використання вільнопоршневого двигуна дає можливість створити високоефективну гідропередачу з автоматичним регулюванням сили тяги і швидкості в залежності від умов роботи енергетичного засобу.

Вступ

Сьогодні приділяється значна увага покращенню техніко-економічних, динамічних та екологічних характеристик ДВЗ. В Україні щороку зростає кількість енергетичних засобів з дизелями, які використовуються в різних галузях народного господарства. Дизелі мають високі техніко-економічні показники у порівнянні з бензиновими і газотурбінними двигунами. Проте покращення техніко-економічних показників та удосконалення конструкцій цих двигунів залишається актуальною проблемою.

Ефективний коефіцієнт корисної дії сучасних ДВЗ порівняно низький: бензинові – 0,25...0,32, дизелі – 0,33...0,42, газові – 0,23...0,28. Тому актуальною задачею є розробка нових конструкцій теплових двигунів з кращими індикаторними та ефективними показниками. Ці основні показники ДВЗ можна значно покращити за рахунок зменшення механічних втрат. Основну частину механічних втрат становлять втрати на тертя (65...80%) [1].

Постановка проблеми та аналіз конструкції вільнопоршневого двигуна

Двигунобудівників давно цікавить проблема створення вільнопоршневих двигунів, у яких немає перетворення зворотно-поступального руху поршня ДВЗ в обертовий рух колінчастого вала, від якого крутний момент двигуна передається до трансмісії енергетичної машини. У зв'язку з цим виникла проблема у створенні нового типу мобільних машин з безступеневою гідравлічною трансмісією. У якості енергетичної установки пропонується двигун з вільнорухомими поршнями, як більш економічний та менш металоемний у порівнянні з кривошипно-шатунними ДВЗ. Вільнопоршневі двигуни внутрішнього згорання не мають кривошипно-шатунного механізму, що суттєво зменшує механічні втрати на тертя. Такі двигуни використовуються у якості компресорів та генераторів газу.

На рис.1 показано вільнопоршневий двигун-компресор (ВПДК, у якого енергія, яка отримана в циліндрі двигуна, безпосередньо передається поршнями компресора, пов'язаним з робочими поршнями двигуна без кривошипно-шатунного механізму. Менша частина стисненого повітря витрачається на продування циліндра двигуна, а більша - поступає до споживача.

ВПДК мають малі габарити і масу, легкий і надійний пуск, абсолютно урівноважені. Витрати на 1м³ стисненого повітря, що виробляється, або газу у ВПДК в 1,5 - 2 рази нижче, ніж у приводного компресора рівної продуктивності. Приводний двигун – газовий дизель із займанням від стискування. Матеріаломісткість ВПДК в 3,8 - 6,5 рази менше електроприводних стаціонарних компресорів та мобільних компресорів з двигуном внутрішнього згорання [2].

На рис.2 показана конструктивна схема вільнопоршневого двигуна-генератора газу.

У центрі генератора розташований циліндр двотактного дизеля з прямоточним продуванням; продувні вікна розміщені симетрично відносно центру дизельної втулки, де розташована форсунка рідкого палива. З обох боків дизельна втулка безпосередньо сполучена з циліндрами поршневого компресора, забезпеченими всмоктуючими, нагнітальними і пусковими клапанами. Один ряд продувних вікон через порожнину, що оточує циліндр дизеля, сполучається з нагнітальними клапанами компресора, а інший ряд – з трубопроводом, що йде до ресивера і далі до газової турбіни. Поршні генератора виконані двоступінчастими: дизельні – меншого діаметру і компресорні – більшого.

Пуск генератора здійснюється стисненим повітрям від зовнішнього джерела – балона. Стиснене повітря через пускові клапани поступає в зовнішні порожнини компресорних циліндрів, переміщує поршні до центру двигуна, стискаючи повітря спо-

чатку у внутрішніх компресорних порожнинах, а потім, коли дизельні поршні перекривають продувні вікна, – і в циліндрі двигуна. У кінці ходу стиснене в компресорах повітря через нагнітальні клапани наповнює об'єм циліндра дизеля. У середині дизеля триває стискування, тобто підвищення тиску і температури повітря. Коли температура цього повітря перевищить температуру самозаймання палива, через форсунку упорскується паливо, яке запалюється і згорає; тиск різко зростає і починається робочий хід. Суміш повітря і продуктів згоряння палива розширюється і примушує поршні розходити-

ся в різні боки. У внутрішніх компресорних порожнинах створюється розрідження, через відкриті впускні клапани поступає атмосферне повітря. У зовнішніх компресорних порожнинах відбувається стискування пускового повітря, тобто створюються повітряні буфери. Коли дизельні поршні відкриють продувні вікна, продукти згоряння робочої суміші направляються до ресивера і далі – на лопатки газової турбіни. Поршні зупиняються тиском стиснутого повітря, яке примушує поршні почати зворотній рух, тобто відновити робочий цикл генератора [3].

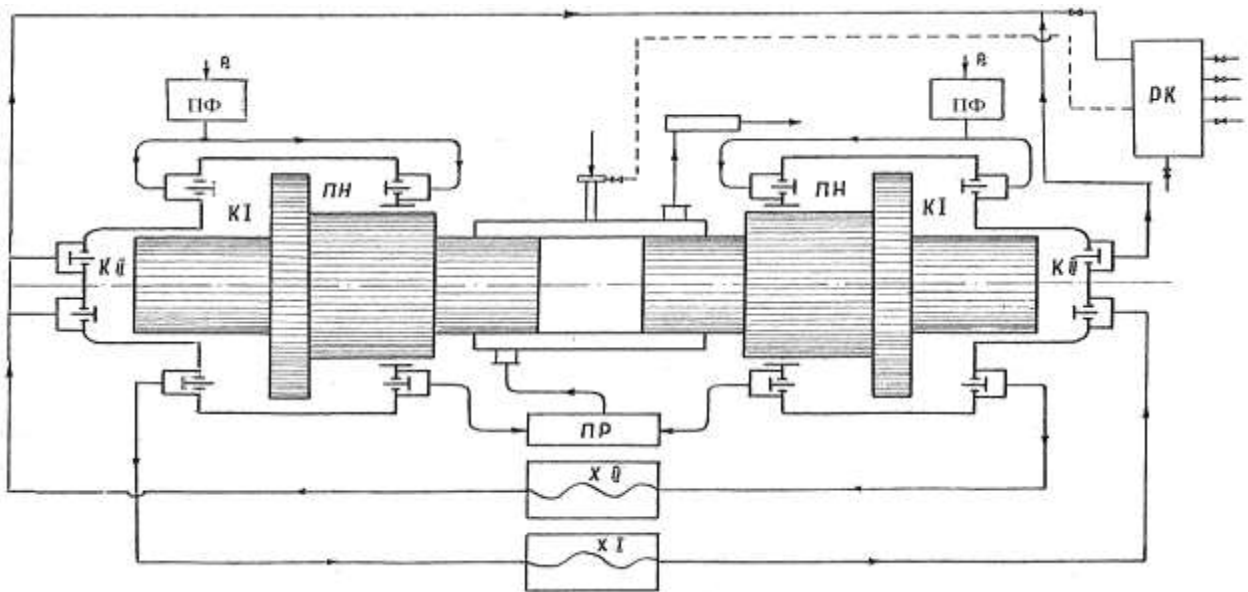


Рис.1. Вільнопоршневий двигун-компресор

ПФ – повітряний фільтр; КІ – перша ступінь компресора; КІІ – друга ступінь компресора; ПР – продувний ресивер; ПН – продувний насос; ХІ та ХІІ – холодильники

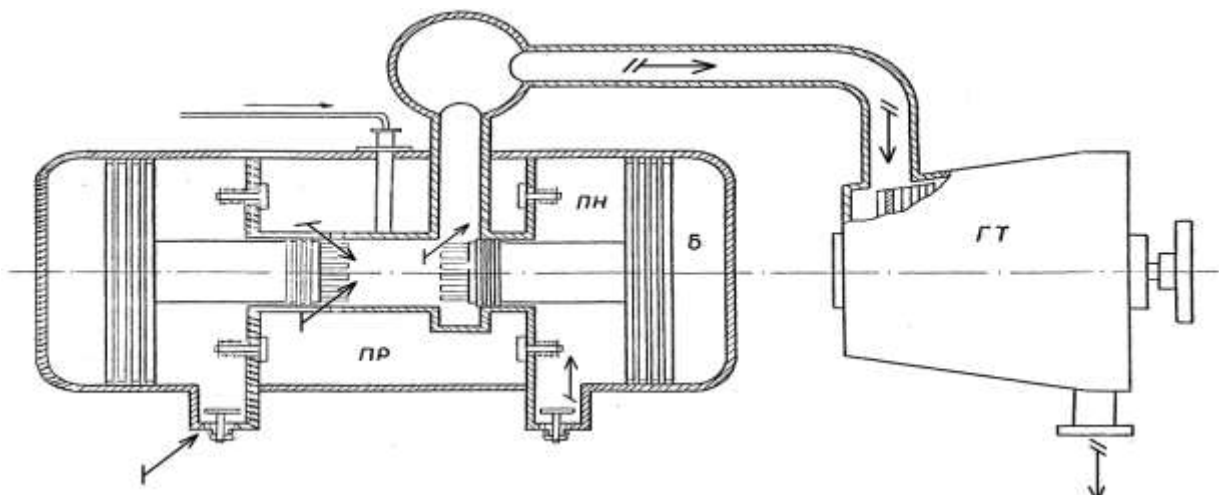


Рис.2. Вільнопоршневий двигун - генератор газу:

ПР – продувний ресивер; ПН – продувний насос; ГТ – газова турбіна; Б – буферний циліндр;
 —▶— - паливо; ▶— - повітря; //▶— - повітря + газу

Розкриття проблеми

Із аналізу конструкцій вільнопоршневих двигунів видно, що такі двигуни використовуються тільки як генератори газів та дизель-компресори. У нашому випадку вільнопоршневий двигун використовується у якості силового агрегату енергетичних

засобів (тепловозів, комбайнів, тракторів, автомобілів та інших мобільних і стаціонарних енергоустановок) для безступеневої передачі енергії. На рис.3 показано вільнопоршневий двигун внутрішнього згоряння із гідравлічною передачею потужності.

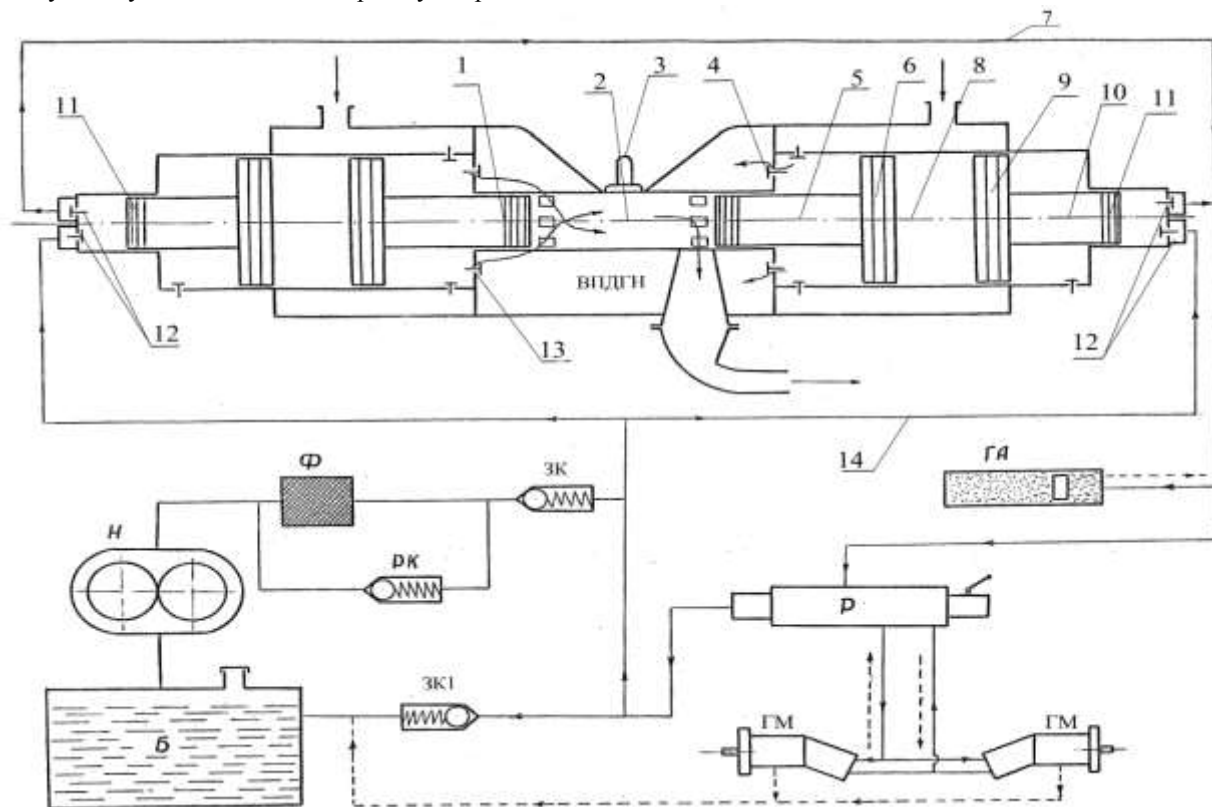


Рис.3. Вільнопоршневий двигун внутрішнього згоряння із гідравлічною передачею потужності

ВПДГН – вільнопоршневий дизель-гідронасос; Р – розподільвач; ГА – гідроакумулятор; Б – бак робочої рідини; Н – насос; Ф – фільтр; ЗК – зворотний клапан; РК – редукційний клапан; ЗКІ – запобіжний клапан; ГМ – гідромотор

Вільнопоршневий двигун внутрішнього згоряння (ВПДВЗ) із гідравлічною передачею потужності має робочий циліндр 2 з впускними 4 та випускними 13 клапанами, форсунки 3, робочі поршні 1 зі штоками 5, які з'єднані з буферним поршнем 6. У буферному циліндрі 8 рухається другий буферний поршень 9, який з'єднаний через шток 10 з поршнем гідронасоса 11. Вільнопоршневий двигун-гідронасос має систему гідравлічних клапанів 12 та трубопроводи 14, які з'єднують з основними та допоміжними агрегатами гідростатичної трансмісії мобільної машини (розподільвач; гідроакумулятор; бак робочої рідини; насос; фільтр; зворотний клапан; редукційний клапан; запобіжний клапан; гідромотори). Тиск робочої рідини від поршнів гідронасосів 11 через клапани 12 передається до моторів ГМ гідростатичної трансмісії мобільного енергетичного засобу.

Результати розробки вільнопоршневого двигуна внутрішнього згоряння для гідравлічної передачі потужності

ВПДВЗ для гідравлічної передачі потужності немає кривошипно-шатунного механізму, але потребує вирішення задачі щодо синхронізації руху поршнів, та системи пуску двигуна. Проблема створення системи пуску і системи синхронізації руху поршнів пояснює відсутність діючих конструкцій ВПДВЗ для безступеневої гідравлічної передачі потужності.

На рис.4 показано принципову схему ВПДВЗ із гідравлічним пусковим пристроєм [4,5]. Такий двигун має чотири циліндри 1, з впускними і випускними клапанами 2, форсунки 3, робочі поршні 4 зі штоками 5 і плунжерами 6, випускні і впускні гідравлічні клапани 7, циліндри синхронізації пускової системи 8 і 9, трубопроводи 13.

Пусковий пристрій ВПДВЗ складається із стартера 19 з пружною муфтою 18, зубчастої муфти 20, важеля з'єднання зубчастої муфти 17 з приводною шестернею 16, колінчастого вала 15, шестерні приводу 14 газорозподілу, механізмів та систем ВПДВЗ, поршнів 12, плунжерів 11 і гільз 10.

При запуску ВПДВЗ включається стартер 19 і через пружну муфту 18 і зубчасту муфту 20 крутний момент передається до шестерні 16, яка приводить в рух колінчастий вал 15. Кривошипно-шатунний механізм пускового пристрою ВПДВЗ надає зворотно-поступального руху плунжерам 11 гільз 10. До гільз 10 пускового пристрою приєднані маслопроводи 21, через які тиск робочої рідини через вікна 22 передається в циліндри 9 і 8. В цих циліндрах 8 і 9 синхронно змінюється тиск, що забезпечує роботу ВПДВЗ.

Робочі поршні 4 синхронно працюють завдяки гідравлічному з'єднанню 23. Робота ВПДВЗ анало-

гічна роботі чотиритактного двигуна внутрішнього згоряння з відповідними механізмами і системами.

Двигун складається із чотирьох циліндрів – I, II, III, IV, в яких можуть здійснювати зворотно-поступальні рухи робочі поршні 4 з поршневыми кільцями та штоками 5. На штоках закріплені плунжери 6 гідравлічного механізму синхронізації, які встановлені у циліндрах двосторонньої дії. Нижня порожнина механізму синхронізації маслопроводом 21 з'єднана з аналогічною порожниною попарно з'єднаних циліндрів (I з II та IV з III).

Верхня порожнина гідроциліндра механізму синхронізації по кільцевому простору між гільзою циліндра синхронізації та нижнім корпусом насоса, а потім пусковим маслопроводом, з'єднується з гільзою 10 плунжера 11 кривошипно-шатунного механізму 15 приводу розподільного вала, вентилятора та інших допоміжних систем.

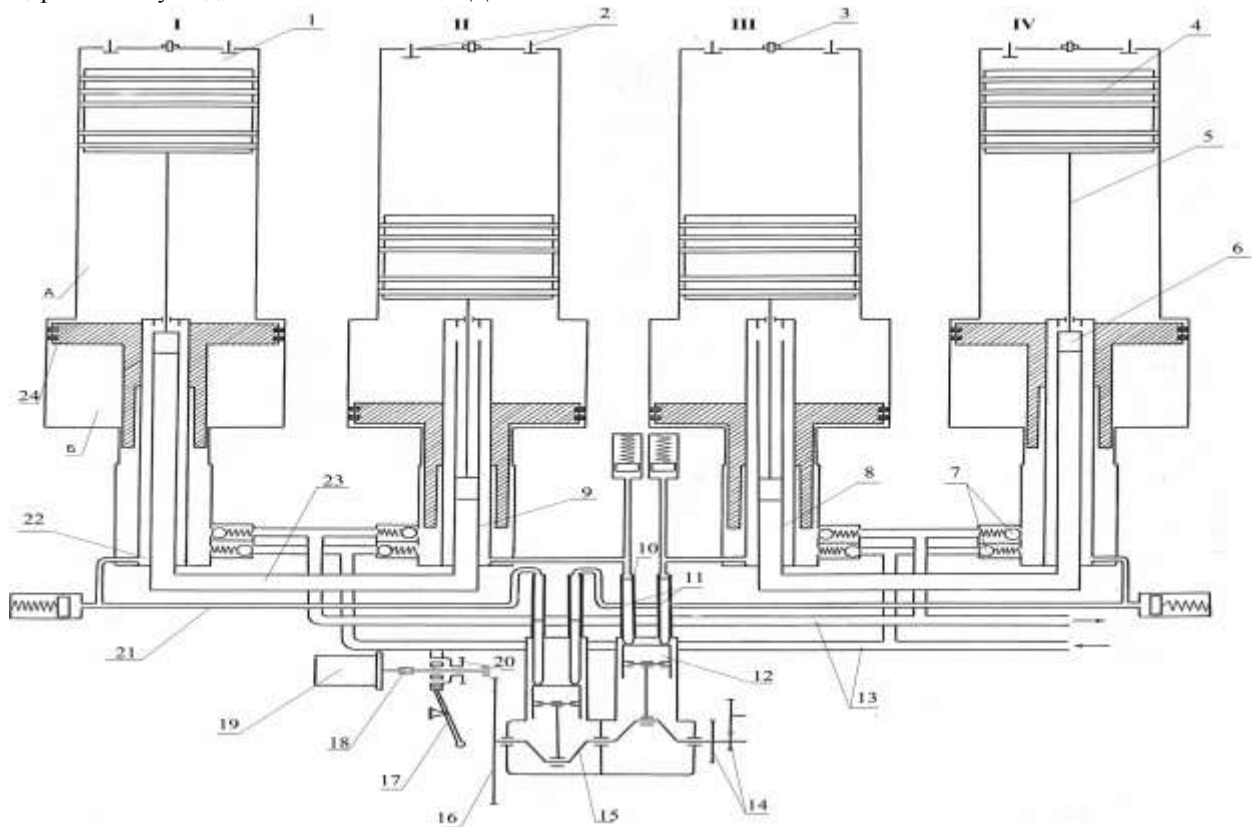


Рис.4. Вільнопоршневий двигун внутрішнього згоряння із гідравлічним пусковим пристроєм:

1 - циліндри; 2 - впускні та випускні клапани; 3 - форсунки; 4 - робочі поршні; 5 - штоки; 6 - плунжери; 7 - випускні та впускні гідравлічні клапани; 8,9 - циліндри синхронізації пускової системи; 10 - гільзи; 11 - плунжери; 12 - поршні; 13 - трубопроводи; 14 - шестерні приводу газорозподілу механізмів та систем ВПДВЗ; 15 - колінчастий вал пускового пристрою; 16 - приводна шестерня; 17 - важіль з'єднання зубчастої муфти; 18 - пружна муфта; 19 - стартер; 20 - зубчаста муфта; 21 - маслопроводи; 22 - вікна системи синхронізації поршнів; 23 - гідравлічне з'єднання; 24 - поршень насоса; А,Б - об'єми газового приводу

Газовий поршень 4 при роботі двигуна гідронасоса здійснює зворотно-поступальний рух у ци-

ліндрі 1 та штоком 5 з'єднаний з плунжером 6 системи синхронізації.

Об'єм А, розташований у циліндрі між робочим поршнем 4 і поршнем 24, створює міжпоршневий простір газового приводу та служить для передачі зусиль від поршня 1 до газового поршня 24. Нижня частина поршня 24 служить гідронасосом, який через клапани 7 нагнітає робочу рідину до гідростатичної трансмісії енергетичного засобу. Хід газо-масляного поршня 24 залежить від тиску нагнітання робочої рідини. Об'єм Б під газовим поршнем призначений для повернення газомасляного поршня 24 у початкове верхнє положення. При цьому об'єм, звільнений поршнем насоса, заповнюється робочою рідиною, що поступає з магістралі гідротрансмісії через впускні клапани 7. При русі поршня 24 вниз об'єм робочої рідини через нагнітальні клапани 7 потрапляє до магістралі 13 високого тиску гідросистеми трансмісії та рухається до гідромоторів енергетичного засобу.

Висновки

Виходячи із державних програм щодо створення більш економічних та менш металоемних машин, з'явилася можливість та необхідність у створенні нового типу мобільних машин з безступеневою гідравлічною трансмісією. У якості енергетичної установки пропонується двигун з вільнорухомими поршнями, як більш економічний та менш металоемний у порівнянні з кривошипношатунними двигунами внутрішнього згоряння. Використання вільнорішневих двигунів-гідронасосів у якості силових агрегатів енергетичних засобів (тепловозів, комбайнів, тракторів, автомобілів та інших мобільних і стаціонарних енергоустановок) з безступеневими передачами дозволяє підвищити економічність та знизити металоемність цих засобів. Вільнорішневий двигун використовуються тільки як генератори газів та дизель-компресори, а гідрооб'ємна передача сьогодні ком-

понується зі звичайним двигуном внутрішнього згоряння, який приводить гідронасоси. Вільнорішневий двигун-гідронасос розроблений для безступеневої гідростатичної передачі потужності мобільних енергетичних засобів і дає можливість створити високоефективну гідропередачу з автоматичним регулюванням сили тяги і швидкості в залежності від умов роботи енергетичного засобу.

Список літератури:

1. Автомобільні двигуни: підручник / [Ф.І. Абрамчук, Ю.Ф. Гутаревич, К.Є. Долганов, І.І. Тимченко]. – К.: Арістей, 2004. – 476с. 2. Комплексное решение проблем энергоэффективности и экологической безопасности двигателей [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ekip.pro/21/dvig.shtml>. 3. Жуков В. С. Газотурбинные установки со свободнорішневими генераторами газа в энергетике / В. С. Жуков. – М., 1971. 4. Головчук А. Ф. Вільнорішневий двигун внутрішнього згоряння [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://golovchuk.com.ua/ua/inventions/vlnporshnevij-dvigun-vnutrshnogo-zgoryannya.html>. 5. Пат. 97336 Україна, МПК F02B 71/00, F02N 7/00. Вільнорішневий двигун внутрішнього згоряння / Головчук А.Ф.; заявник та патентоволодільник Уманський національний університет садівництва. – № а 2011 05183 ; заявл. 26.04.2011 ; опубл. 25.01.12, Бюл. №2. – 2с.

Bibliography (transliterated):

1. Avtomobil'ni dviguni: pidruchnik / [F.I. Abramchuk, Ju.F. Gutarevich, K.E. Dolganov, I.I. Timchenko]. – K.: Aristej, 2004. – 476s. 2. Kompleksnoe reshenie problem jenergojeffektivnosti i jekologicheskoj bezopasnosti dvigatelej [Jelektronij resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.ekip.pro/21/dvig.shtml>. 3. Zhukov V. S. Gazoturbinnje ustanovki so svobodnporshnevimi generatorami gaza v jenergetike / V. S. Zhukov. – M., 1971. 4. Golovchuk A. F. Vil'noroshnevij dvigun vnutrshn'ogo zgorjannja [Jelektronij resurs] – Rezhim dostupa: <http://golovchuk.com.ua/ua/inventions/vlnporshnevij-dvigun-vnutrshnogo-zgoryannya.html>. 5. Pat. 97336 Ukraina, MPK F02B 71/00, F02N 7/00. Vil'noroshnevij dvigun vnutrshn'ogo zgorjannja / Golovchuk A.F.; zajavnik ta patentovlasnik Umans'kij nacional'nij universitet sadivnictva. – № a 2011 05183 ; zajavl. 26.04.2011 ; opubl. 25.01.12, Bjul. №2. – 2s.

Поступила в редакцію 06.06.2013

Головчук Андрій Федорович – доктор техн. наук, професор кафедри теплотехніки Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В.Лазаряна, e-mail: andriy@golovchuk.com.ua

СВОБОДНОПОРШНЕВОЙ ДВИГАТЕЛЬ-ГИДРОНАСОС

А.Ф. Головчук

Сегодня увеличивается количество техники с широким внедрением гидравлики во всех отраслях машиностроения. Исходя из государственных программ создания более экономических и менее металлоемких машин, появилась возможность и необходимость в создании нового типа мобильных машин с бесступенчатой гидравлической трансмиссией. В качестве двигателя мы предлагаем использовать двигатель со свободноподвижными поршнями, как более экономический и менее металлоемкий в сравнении с кривошипно-шатунными двигателями внутреннего сгорания. Использование свободнорішневых двигателей гидронасосов в качестве силовых агрегатов энергетических средств (тепловозов, комбайнов, тракторов, автомобилей и других мобильных и стационарных энергоустановок) с бесступенчатыми передачами позволяет повысить экономичность и снизить металлоемкость этих средств. Свободнорішневые двигатели пока еще используются только как генераторы газов и дизель-компрессоры, а гидрообъемная передача сегодня комплектуется с обычным тепловым двигателем, который приводит гидронасосы. Использование свободнорішневого двигателя дает

возможность создать высокоэффективную гидropередачу с автоматической регуляцией силы тяги и скорости в зависимости от условий работы энергетического средства.

FREE-PISTON ENGINE-AND-HYDRAULIC PUMP

A.F.Golovchuk

There is currently ever-growing range of products with extensive adoption of hydraulics in all engineering industries. Government programs concerning the development of more cost-effective and less metal-intensive machines enable and necessitate creation of a new type of mobile vehicles with the continuously variable hydraulic transmission. We suggested the use of engine of the free-piston type, since it is more cost-effective and less metal-intensive as compared with the internal combustion engines of crank type. The use of free-piston engines-and-hydraulic pumps as power-transmission plants of power vehicles (diesel locomotives, combine harvester, tractors, cars and other mobile and stationary power installations) with the continuously variable transmissions allows cost effectiveness improvement and reduction in metal consumption of these vehicles. For the time being, free-piston engines are only used as gas generators and diesel-compressors, and the hydrostatic transmission is currently combined with the conventional heat engine which driven the hydraulic pumps. The use of the free-piston engine enables creation of high-efficiency hydraulic transmission with the traction power and speed self-adjustment in accordance with the power vehicle operation conditions.

УДК 621.43: 62-66: 62-62

Е.В. Белоусов, В.В. Чернявский

ЦИКЛ МИЛЛЕРА И ЕГО РЕАЛИЗАЦИЯ В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Рассмотрены основные подходы, связанные с организацией рабочих процессов современных судовых двигателей с самовоспламенением от сжатия по циклу Миллера. Проанализированы основные отличия между циклами Актинсона и Миллера. Рассмотрены известные способы реализации рабочих процессов по циклу Миллера с «укороченным сжатием» и «укороченным впуском». Проанализированы основные преимущества и недостатки каждого способа реализации цикла, и для каждого определена область его применения. На основании приведенных данных выработан ряд рекомендаций по уточнению специальной терминологии.

Введение

Последнее время в иностранной технической литературе по двигателям внутреннего сгорания, наряду с традиционными циклами (Отто, Дизеля, Тринклера-Саботе) широко используется понятие цикла Миллера. Сегодня многие производители четырехтактных средне- и высокооборотных судовых дизелей дистанцируют их как двигатели, работающие по циклу Миллера. В связи с этим возникла необходимость более четко определиться с понятиями и особенностями организации рабочего процесса по данному циклу.

Анализ состояния проблемы

В отечественной учебной и научной литературе определение и описание особенностей данного цикла отсутствует. Анализ научных статей, посвященных рабочим процессам показал, что отсутствие четкого понимания особенностей протекания рабочих процессов по циклу Миллера зачастую приводит к путанице и подмене понятий.

Целью данной статьи является систематизация имеющихся сведений о цикле Миллера и перспективах его использования в судовых ДВС.

Результаты исследования

Цикл Миллера был предложен американским инженером датского происхождения Ральфом

Миллером (Ralph Miller) в 1947 году. В основе цикла лежала идея, высказанная еще в 1882 году британским инженером Джеймсом Аткинсоном (James Atkinson). Суть идеи сводилась к следующему: повысить эффективность поршневого двигателя можно за счет сокращения хода сжатия и увеличения хода расширения рабочего тела. В результате уменьшатся затраты на сжатие и увеличится полезная работа, совершаемая газами в рабочем цилиндре. К тому же, применительно к бензиновым двигателям это давало возможность использовать топлива с относительно невысокой детонационной стойкостью.

В своих патентах Актинсон предлагает реализовать данный принцип за счет достаточно сложных механизмов привода рабочего поршня. Сначала была разработана кинематическая схема с двумя поршнями, двигающимися навстречу друг другу в одном цилиндре [1], затем схема привода поршня одноцилиндрового двигателя с кривошипно-кулисным механизмом. Последняя конструкция, схема которой заимствована из американского патента № 367496 [2], представлена на рис. 1а. Было построено несколько вариантов двигателя Актинсона (рис. 1б), однако увеличение эффективности в значительной степени нивелировалось ростом ме-

ханических потерь и сложностью механизма привода, а снижение наполнения цилиндра приводило к потере мощности по сравнению с аналогичными двигателями других конструкций. По этой причине широкого распространения двигатели Актинсона не получили. Цикл двигателя Актинсона представлен на рис. 2а, однако все известные патенты автора относились к определенным конструкциям, термодинамические циклы в них не рассматривались.

В 1947 году Ральф Миллер возвращается к идее использования сокращенного сжатия и продолженного расширения, однако предлагает реализовать данный принцип не за счет кинематики привода поршня, а путем подбора фаз газораспределения для двигателя с обычным кривошипно-

шатунным механизмом.

Подобная организация рабочего процесса применима как к двигателям с самовоспламенением от сжатия, так и к двигателям с принудительным поджогом. При этом теоретический цикл двигателя Миллера с искровым зажиганием полностью соответствует циклу Актинсона (рис. 2а). Теоретический цикл Миллера применительно к дизельным двигателям представлен на рис. 2б.

Понимая, что сокращение хода сжатия в рабочем цилиндре приведет к потере мощности двигателя, Миллер изначально связывает свои разработки с надувными двигателями, в которых данные потери могут быть компенсированы за счет предварительного сжатия заряда в компрессоре [3].

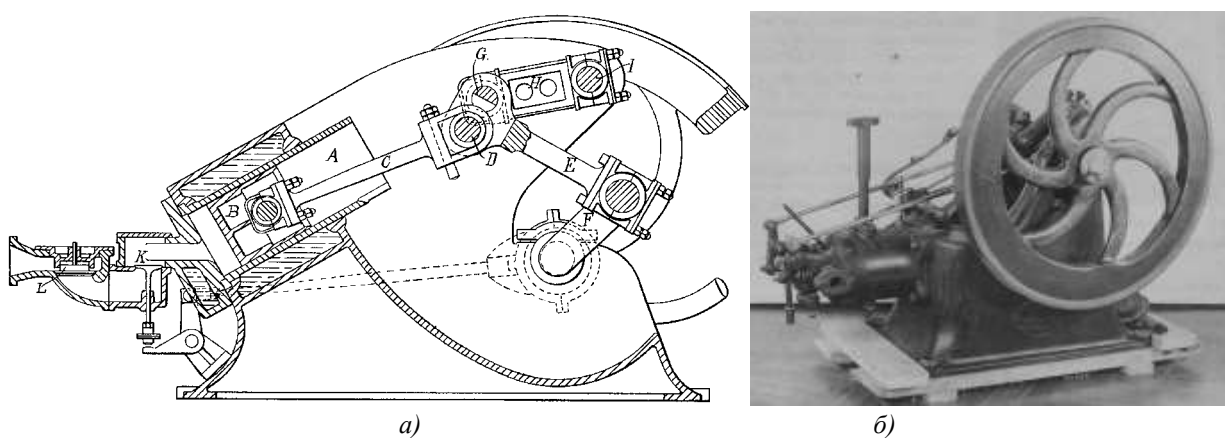


Рис. 1. Схема двигателя Актинсона (заимствовано из американского патента № 367496) (а); двигатель Актинсона (б)

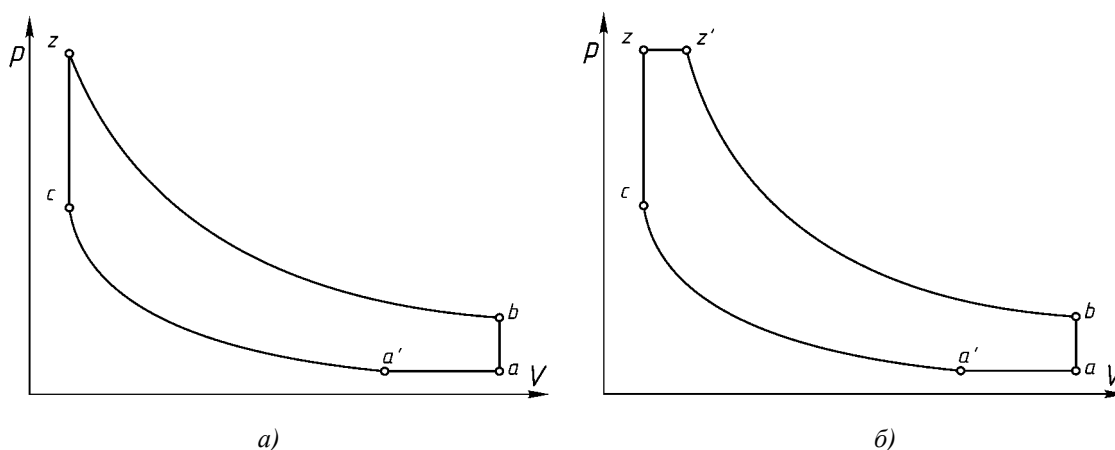


Рис. 2. Цикл Актинсона-Миллера для двигателя с искровым зажиганием (а) и цикл Миллера для двигателя с самовоспламенением (б)

В своем патенте Миллер рассматривает два варианта организации указанного рабочего процесса со слишком ранним или слишком поздним закрытием впускного клапана [4, 6]. На рис. 3 пока-

зан фрагмент иллюстрации к его американскому патенту № 2670595 с диаграммой газообмена двигателя, работающего по предлагаемому циклу. В первом случае, названном «укороченным сжати-

ем», при движении поршня от НМТ и до момента закрытия впускного клапана некоторое количество воздуха вытесняется назад во впускной коллектор, и только оставшаяся часть заряда подвергается сжатию (рис. 4 а) [4, 5].

Во втором случае, названном «укороченным впуском», клапан закрывается еще до прихода поршня в НМТ (рис. 4 б). От момента закрытия клапана и до НМТ происходит предварительное расширение заряда, и только потом следует его сжатие.

Несмотря на разность подходов, оба варианта ведут к снижению фактической степени сжатия по отношению к геометрической. В теоретическом цикле Миллера (рис. 4) сжатие начинается не в точке 1, а в точке a' . При этом степень расширения остается неизменной, в результате чего эффективность рабочего процесса возрастает.

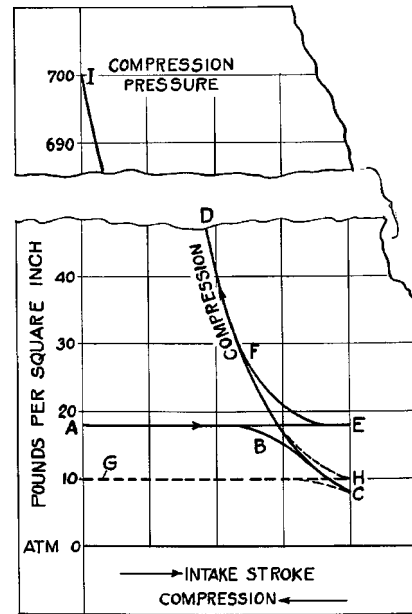


Рис. 3. Фрагмент иллюстрации к американскому патенту № 2670595

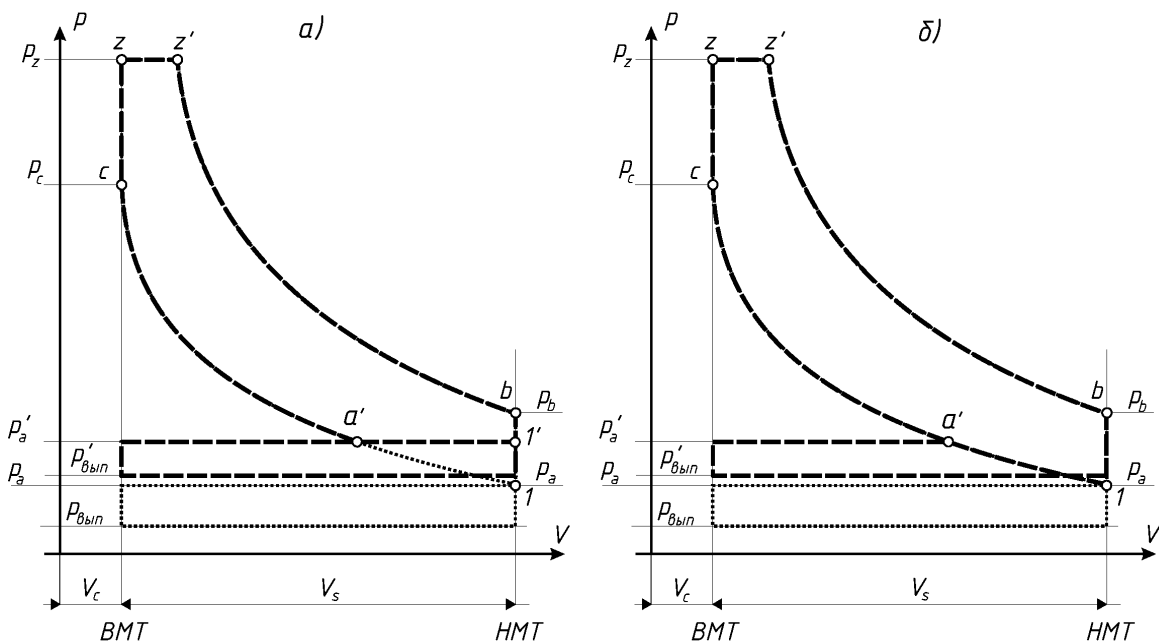


Рис. 4. Варианты реализации цикла Миллера для двигателей с самовоспламенением от сжатия: а – с укороченным сжатием; б – с укороченным впуском. — — — цикл Миллера; – базовый цикл

Компенсировать потерю мощности при переходе на цикл Миллера возможно повысив начальное давление воздуха применением высокого наддува. На рис. 5 представлен базовый цикл двигателя с наложенными на него вариантами циклов Миллера. Из рисунка видно, что для получения параметров цикла Миллера, идентичных с базовым циклом, давление на входе в цилиндр должно быть повышено с p_a до p'_a .

Как уже отмечалось, единственное отличие между теоретическими циклами с укороченным сжатием и укороченным расширением является участок между началом сжатия a' и НМТ.

При укороченном впуске, на участке цикла $a'-1-1'$, при закрытых клапанах происходит предварительное расширение рабочего тела (участок $a'-1$), после чего следует его предварительное сжатие (участок $1-1'$). Таким образом, для данного способа

реализации цикла Миллера процесс сжатия состоит из двух этапов: предварительного и основного. Под моментом начала основного сжатия следует понимать момент, когда давление в рабочем цилиндре превысит давление во впускном ресивере [6, 7].

В случае укороченного сжатия, на участке цикла $a'-1'-a'$ происходит процесс впуска заряда в цилиндр (участок $a'-1'$), а затем через открытые клапана, под действием движущегося поршня, часть заряда вытесняется назад во впускной ресивер (участок $1'-a'$). В данном случае, теоретический момент начала сжатия совпадает с закрытием впускных клапанов.

В теоретических циклах оба участка характеризуются нулевой работой, а все другие участки цикла идентичны [8].

Помимо повышения эффективности, использование цикла Миллера позволяет снизить уровень тепловой напряженности рабочего процесса. Особенно это актуально для судовых дизелей, которые имеют достаточно высокий уровень форсирования.

Уменьшение ключевых температур цикла объясняется тем, что для реализации рабочего процесса с таким же максимальным давлением, как и в базовом цикле, воздух в двигатель необходимо подать с большим начальным давлением. Это достигается путем использования более высоких давлений наддува. Учитывая, что после турбокомпрессора воздух подвергается промежуточному охлаждению, в цилиндры двигателя он поступает с более низкой температурой, чем та, которая при этом

же давлению соответствует процессу сжатия в точке a' базового цикла. В результате значения температур во всех ключевых точках цикла уменьшаются, что хорошо видно из диаграммы в $T-S$ координатах, показанной на рис. 5а.

В теоретическом цикле с укороченным впуском рабочее тело предварительно расширяется, и поэтому его температура на момент начала предварительного сжатия оказывается более низкой. В ходе последующего сжатия, температура заряда возрастает и к моменту начала основного сжатия становится равной температуре воздуха в надвучном ресивере. Поскольку часть хода к этому моменту поршнем уже пройдена, температура к концу сжатия, при прочих равных условиях, будет меньше чем в базовом цикле. Соответственно, понижаются значения температур и в остальных ключевых точках цикла. Последнее хорошо видно из диаграммы рабочего процесса в $T-S$ координатах, представленной на рис. 5а.

Аналогичное снижение температур во всех ключевых точках отмечается в цикле Миллера с укороченным сжатием. В этом случае температура заряда в цилиндре остается постоянной, равной температуре воздуха во впускном ресивере на всем участке хода поршня от НМТ и до закрытия впускного клапана (участок $a'-1'$). Сжатие, как и в первом случае, начинается в точке a' с теми же начальными параметрами состояния рабочего тела, что и в случае процесса с укороченным впуском [7].

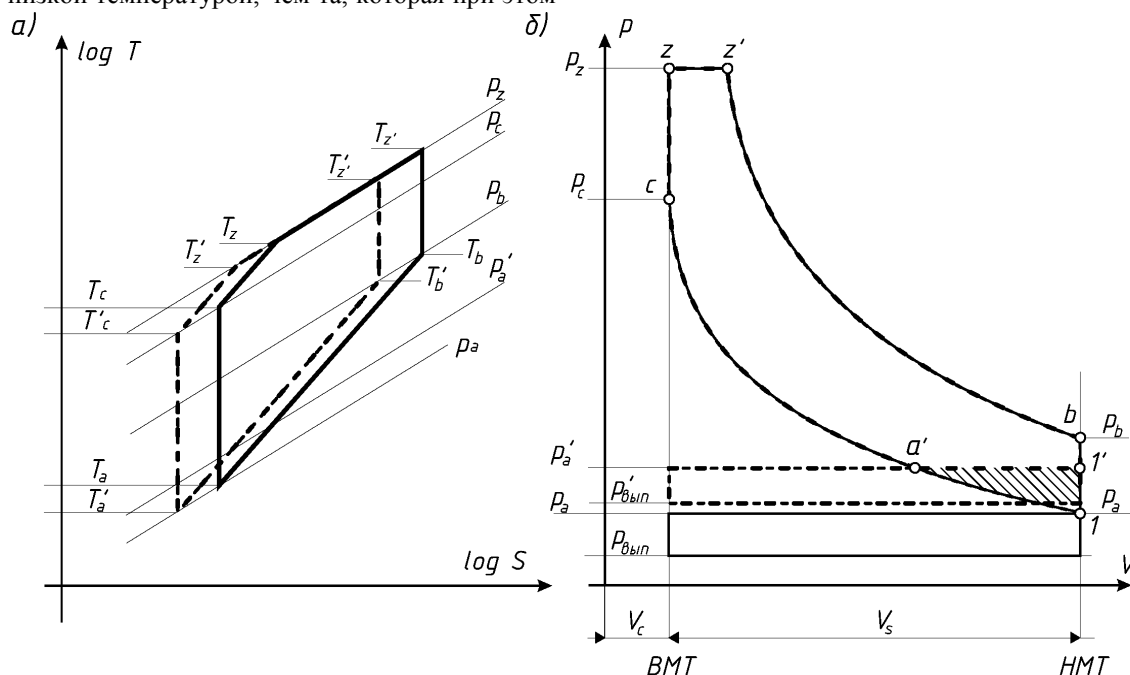


Рис. 5. Совмещенные диаграммы рабочих процессов базового двигателя и организованных по циклу Миллера с укороченным сжатием и впуском в $T-S$ -координатах (а) и в pV -координатах (б):
 — — — базовый цикл; — — — с укороченным сжатием; с укороченным впуском

На рис. 5б показаны совмещенные диаграммы рабочих процессов организованных по циклу Миллера и рабочий процесс базового двигателя в pV -координатах, аналогичные тем, что показаны на рис. 5а в TS -координатах. Из рисунков видно, что при тех же давлениях в ключевых точках цикла действуют более низкие температуры, что указывает на снижение тепловой напряженности рабочего процесса. Безусловно, снижение ключевых температур приводит и к снижению интенсивности образования оксидов азота, что делает двигатели, работающие по циклу Миллера, более экологичными.

Потеря части полезной работы на участке газообмена, получившая название «потери Миллера» (заштрихованная область на рис. 5б), может достигать до 0,5%. В реальных циклах «потери Миллера» компенсируются за счет более высокого давления наддува и снижения тепловых потерь, связанных с уменьшением общей теплонапряженности рабочего процесса.

При сохранении давления наддува на уровне, характерном для базового двигателя, переход на цикл Миллера приводит к снижению давлений в ключевых точках цикла, в результате чего уменьшается механическая напряженность, что, в свою очередь, приводит к увеличению механического КПД двигателя.

Как уже было отмечено, в теоретическом цикле позднее или раннее закрытие впускных клапанов приводит к одинаковому результату. В реальных циклах, имеются некоторые отличия:

- при укороченном впуске клапана начинают закрываться очень рано; поэтому разность между давлением в цилиндре и давлением наддува приводит к большим потерям на дросселирование, что, в свою очередь, способствует дополнительному охлаждению заряда. Кроме того, предварительное расширение, предшествующее сжатию, приводит к понижению температуры рабочего тела непосредственно в рабочем цилиндре, поэтому, цикл Миллера с укороченным впуском еще называют циклом с внутренним охлаждением заряда;

- в случае позднего закрытия впускного клапана и выпуска части воздушного заряда так же присутствуют некоторые потери на дросселирование, что приводит к некоторому росту давления на участке хода выталкивания заряда.

При укороченном сжатии необходимо также учитывать теплопередачу: воздушный заряд, вытесненный поршнем из цилиндра, был уже подогрет и это тепло аккумулируется во впускном канале, пока впускной клапан не открывается снова в следующем цикле. Это частично понижает теоре-

тическое охлаждение заряда цилиндра по сравнению с ранним закрытием.

Таким образом, использование укороченного сжатия позволяет более эффективно снижать максимальное давление и температуру цикла. Особенно эффективно использование укороченного сжатия в среднеоборотных двигателях, работающих при постоянной частоте вращения. Относительно небольшие скорости вращения СОД позволяют обеспечить оптимальный закон движения впускного клапана, позволяющий получить максимальное проходное сечение клапанной щели. Кроме того, четырехтактные двигатели обладают значительным резервом энергии отработавших газов, что при наличии высокоэффективных турбокомпрессоров позволяет значительно повысить давления наддува для компенсации «потерь Миллера».

При увеличении частоты вращения, сокращение времени на открытие и закрытие клапанов накладывает ограничения, связанные с механическими нагрузками в приводе клапанов. Зачастую это приводит к необходимости уменьшения их хода, что увеличивает потери на дросселирование. Кроме того, при снижении частоты вращения, и, как следствие, давления наддува, слишком раннее закрытие впускного клапана приводит к значительному ухудшению наполнения цилиндра.

Поэтому для высокооборотных двигателей (в том числе и с искровым зажиганием) и двигателей, работающих в широком диапазоне нагрузочно-скоростных режимов, предпочтение отдают циклу Миллера с укороченным сжатием. Для двигателей, работающих при постоянной частоте вращения на режимах, близких к номинальной мощности, преимущественно используют цикл Миллера с укороченным впуском.

Выводы

Исходя из сказанного выше, можно сделать ряд выводов:

1. Если рассматривать идеальный термодинамический цикл, то для двигателей Актинсона и Миллера он будет одинаков. Однако, несмотря на общие подходы, методы реализации разности между ходами сжатия и расширения в обоих случаях принципиально отличаются. Способ, предложенный Миллером, скорее нужно рассматривать применительно к реальным процессам как способ организации газообмена в двигателе. Однако в связи с тем, что в мировой практике уже устоялась идентификация двигателей с укороченным сжатием как двигателей работающих по циклу Миллера, целесообразно данную классификацию сохранить в отечественной научной литературе, отдавая должное Джеймсу Аткинсону как автору основной идеи.

2. Способ организации рабочего процесса, предложенный Миллером, может быть реализован как для двигателей с искровым зажиганием, так и для дизелей. В этой связи вряд ли стоит его рассматривать как самостоятельный цикл, а скорее как разновидность уже существующих термодинамических циклов. В этой связи некоторые западные авторы, для более точной идентификации, используют термины Отто-Миллер, Дизель-Миллер и т.д.

Существует два принципиально отличных подхода к организации рабочего процесса по циклу Миллера с «укороченным сжатием» и с «укороченным впуском». Для судовых среднеоборотных дизелей наиболее эффективно использование газообмена с «укороченным впуском», для высокооборотных с «укороченным сжатием».

Использование цикла Миллера позволяет получить ряд преимуществ в организации рабочего процесса судовых двигателей, таких как: повышение экономичности без увеличения тепловой и механической напряженности, улучшение экологических показателей.

Список литературы:

1. Patent № 336,505, dated February 16, 1886. United States Patent Office, James Atkinson, of Hampstead, County of Middlesex, England. 2. Patent № 367,496, dated August 2, 1887. United States Patent Office, James Atkinson, of Hampstead, County of Middlesex, England. 3. Miller R.H. Supercharging and Internal Cooling Cycle for High Output/ Miller R.H. // ASME Transactions, Vol. 69, 1947 – p. 453-457. 4. Patent № 2670595, dated Mar. 2, 1954. United States Patent Office, Ralph Miller, Milwaukee. 5. Miller R.H. Lieberherr H.U. The Miller supercharging system for diesel and gas

engines operating characteristics // CIMAC, 1957, in: Proceedings of the 4th International Congress on Combustion Engines. – Zurich, June 15-22, 1957. – p. 787-803. 6. Clarke D. Simulation, implementation and analysis of the Miller cycle using an inlet control rotary valve, Variable valve actuation and power boost / Clarke D., Smith W.J. // SAE Special Publications. – 1997. – vol. 1258, SAE Paper № 970336. – p. 61–70. 7. Taylor C.F. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, second ed., 1 and 2, M.I.T. Press / Taylor C.F. – Cambridge, MA, 1985. 8. Белоусов Е.В., Белоусова Т.П. Новые подходы в организации рабочих процессов в судовых четырехтактных двигателях / Белоусов Е.В., Белоусова Т.П. // Научный вісник херсонської державної морської академії: Науковий журнал. – Херсон: вид. ХДМА, 2012.– № 2 (7). – С. 17-25.

Bibliography (transliterated):

1. Patent № 336,505, dated February 16, 1886. United States Patent Office, James Atkinson, of Hampstead, County of Middlesex, England. 2. Patent № 367,496, dated August 2, 1887. United States Patent Office, James Atkinson, of Hampstead, County of Middlesex, England. 3. Miller R.H. Supercharging and Internal Cooling Cycle for High Output/ Miller R.H. // ASME Transactions, Vol. 69, 1947 – p. 453-457. 4. Patent № 2670595, dated Mar. 2, 1954. United States Patent Office, Ralph Miller, Milwaukee. 5. Miller R.H. Lieberherr H.U. The Miller supercharging system for diesel and gas engines operating characteristics // CIMAC, 1957, in: Proceedings of the 4th International Congress on Combustion Engines. – Zurich, June 15-22, 1957. – p. 787-803. 6. Clarke D. Simulation, implementation and analysis of the Miller cycle using an inlet control rotary valve, Variable valve actuation and power boost / Clarke D., Smith W.J. // SAE Special Publications. – 1997. – vol. 1258, SAE Paper № 970336. – p. 61–70. 7. Taylor C.F. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, second ed., 1 and 2, M.I.T. Press / Taylor C.F. – Cambridge, MA, 1985. 8. Belousov E.V., Belousova T.P. Novye podhody v organizacii rabochih processov v sudovyh chetyrehtaknyh dvigateljah / Belousov E.V., Belousova T.P. // Naukovij visnik herson's'koї derzhavnoї mors'koї akademії: Naukovij zhurnal. – Herson: vid. HDMA, 2012.– № 2 (7). – S. 17-25.

Поступила в редакцию 29.05.2013

Белоусов Евгений Викторович – канд. техн. наук, доцент, декан факультета судовой энергетики Херсонской государственной морской академии, доцент кафедры эксплуатации судовых энергетических установок

Чернявский Василий Васильевич – канд. пед. наук, декан факультета судовождения Херсонской государственной морской академии.

ЦИКЛ МІЛЛЕРА ТА ЙОГО РЕАЛІЗАЦІЯ В СУДНОВИХ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНАХ

Е.В. Белоусов, В.В. Чернявский

Розглянуто основні підходи, пов'язані з організацією робочих процесів сучасних судових двигунів з самозайманням від стиснення по циклу Міллера. Проаналізовано основні відмінності між циклами Актінсона і Міллера. Розглянуто відомі способи реалізації робочих процесів за циклом Міллера з «укороченим стисненням» і «укороченим впусканням». Проаналізовано основні переваги та недоліки кожного способу реалізації циклу, і для кожного визначена область його застосування. На підставі наведених даних вироблено ряд рекомендацій по уточненню спеціальної термінології.

MILLER'S CYCLE AND ITS IMPLEMENTATION IN SHIP DIESEL ENGINES

E. V. Belousov, V. V. Cherniavskiy

The main approaches of organizing workflow modern marine engines with compression-ignition cycle by Miller. Analyzes the main differences between the cycles Aktinson and Miller. Describes known how to implement working processes on a cycle Miller «shortened compression» and «shorter inlet». Analyzed the advantages and disadvantages of each method implementation cycle, and for each defined area of application. Based on the data presented a number of recommendations to clarify the specific terminology.