

УДК 631.17:621.31

© 2012

*Левчук В. І., кандидат технічних наук,
Арендаренко В. М., кандидат технічних наук,
Іванов О. М., викладач*

Полтавська державна аграрна академія

СТАТИЧНІ ТА ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ДИЗЕЛЯ З ТУРБОНАДДУВОМ ПРИ ЗМІНОМУ КУТІ ВИПЕРЕДЖЕННЯ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА

Рецензент – доктор технічних наук, професор В. П. Дмитриков

Наведені результати експериментального дослідження впливу кута випередження впорскування палива на статичні та динамічні властивості дизеля з турбонаддувом. На основі знятих швидкісних характеристик робочих параметрів дизеля за різних установочних кутів випередження впорскування палива була дана оцінка ступеня впливу досліджуваного регульованого параметра на статичні властивості двигуна. З аналізу динамічних режимів вільного прискорення дизеля, отриманих при різних характерах зміни кута випередження впорскування палива, зроблені висновки про тісний взаємозв'язок між моментом початку подачі палива та якістю заданого перехідного процесу.

Ключові слова: дизель, система паливоподачі, кут випередження впорскування палива, перехідний процес, робочі показники, швидкісні характеристики.

Постановка проблеми. Ефективність роботи дизелів залежить від досить значної кількості чинників різного походження та різного характеру їх впливу на роботу двигуна. Важливість конкретного чинника визначається його здатністю безпосередньо впливати на формування основних робочих параметрів і характеристик дизеля. На особливу увагу заслуговують ті фактори, до яких можна застосувати відповідні методи й засоби керування і зміна яких буде прогнозовано позначатися на характері зміни робочих параметрів двигуна. До одного з таких чинників відноситься кут випередження впорскування палива (КВВП).

Аналіз останніх досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми. Важливість КВВП, як ключового регульовального параметра для дизеля, розглянута досить детально в багатьох спеціальних джерелах. Зокрема в них розглядається вплив КВВП на рівень викидів токсичних речовин разом із відпрацьованими газами [4], змін енергетично-економічних параметрів [3], подовження загального моторесурсу двигуна за рахунок зменшення

механічного й теплового напруження на його деталі, поліпшення пускових властивостей дизеля [1–2] та інше.

Для дизеля з турбонаддувом характер формування робочих параметрів залежить, головним чином, від узгодженої роботи систем паливо- та повітроподачі. До того ж робота турбонаддуву безпосередньо залежить від перерозподілу теплової енергії між поршневою частиною двигуна та об'ємом турбіни. Зміщення балансу теплової енергії в той чи інший бік залежить, зокрема, від кута випередження впорскування палива. Тому, знаючи характер його впливу на тепловий баланс, можна тим самим прогнозувати зміну статичних та динамічних властивостей дизеля.

Мета роботи дослідження – на основі експериментальних досліджень простежити характер зміни робочих параметрів дизеля залежно від кута випередження впорскування палива на статичних та динамічних режимах роботи.

Результати дослідження. Дослідження проводилися в два етапи. На першому етапі знімалися швидкісні характеристики дизеля на холостому ході від мінімально стабільної 900–950 хв¹ до максимальної 2230–2250 хв¹ за спадаючої характеристики зміни КВВП. Другий етап передбачав проведення серії послідовних вільних прискорень дизеля за двох взаємопротилежних характеристик зміни КВВП – зростаючій та спадаючій. Дослідження здійснювалися для кількох варіантів установочних КВВП – від 15,5 до 41°. Спадаюча динаміка зміни КВВП відбувалася завдяки власній характеристиці системи паливоподачі за відсутності в її складі засобів коректування КВВП. Зростаюча характеристика КВВП забезпечувалася за допомогою відцентрової муфти випередження впорскування палива. Діапазон коливання КВВП становив від 37° до -5°. Від'ємні значення КВВП характеризують кількісну величину моменту початку впорскування палива до циліндрів дизеля, зміщеного на заданий кут після верхньої мертвої точки (ВМТ).

У ході дослідження фіксувалася температура і тиск відпрацьованих газів, частота ротора турбонаддуву, тиск наддуву, а також витрата палива та повітря. З аналізу наведених характеристик на рис. 1 видно, що в позитивному діапазоні зміни КВВП не суттєво впливає на зміну робочих параметрів. Для годинникової витрати палива значення КВВП не має жодного впливу, що пояснюється відсутністю тісного взаємозв'язку між цими двома параметрами системи паливopодачі.

На відмінну від витрати палива тиск і температура

ВГ (рис. 1) більш тісно пов'язані зі зміною КВВП. Так, аналізуючи їхні криві, можна відмітити поступове збільшення цих параметрів із підвищенням частоти обертання колінчатого вала; до того ж темпи їхнього зростання мають спільний характер. Температура ВГ змінюється від 145 до 256 °С, а тиск відпрацьованих газів за параболічною залежністю зростає з 960 до 30000 Па. Крім того слід відзначити, що для більш пізніх КВВП температура й тиск ВГ мають вищі значення. Особливо помітно це для характеристик

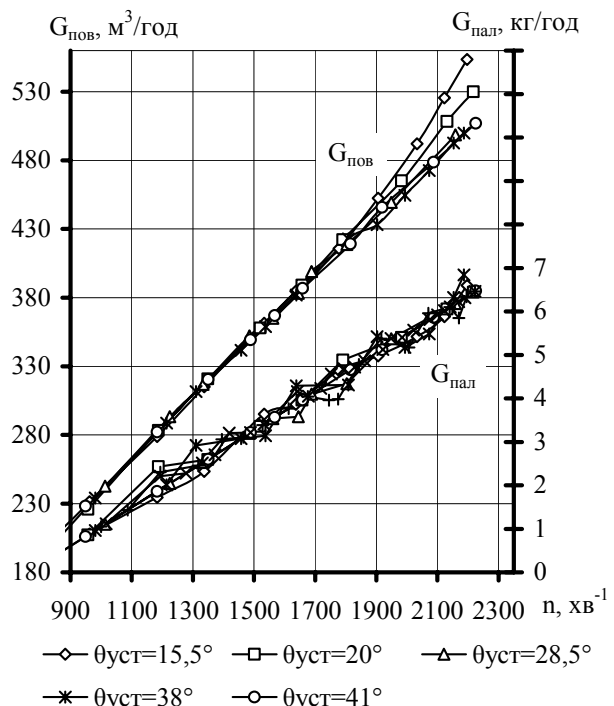
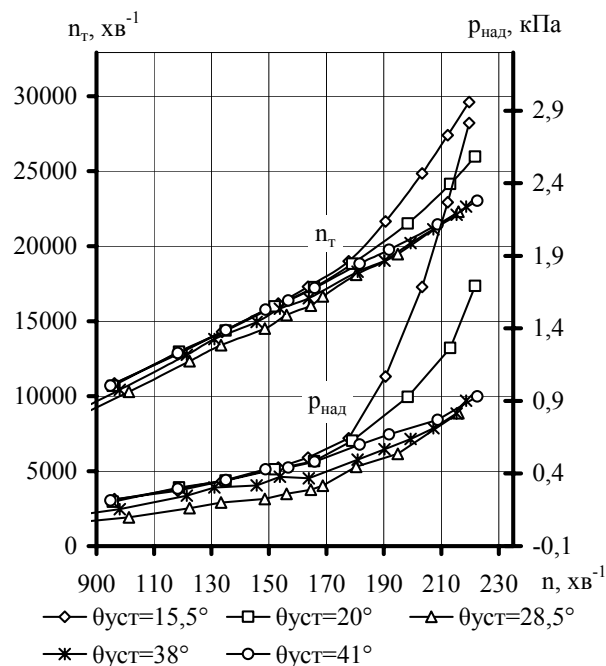
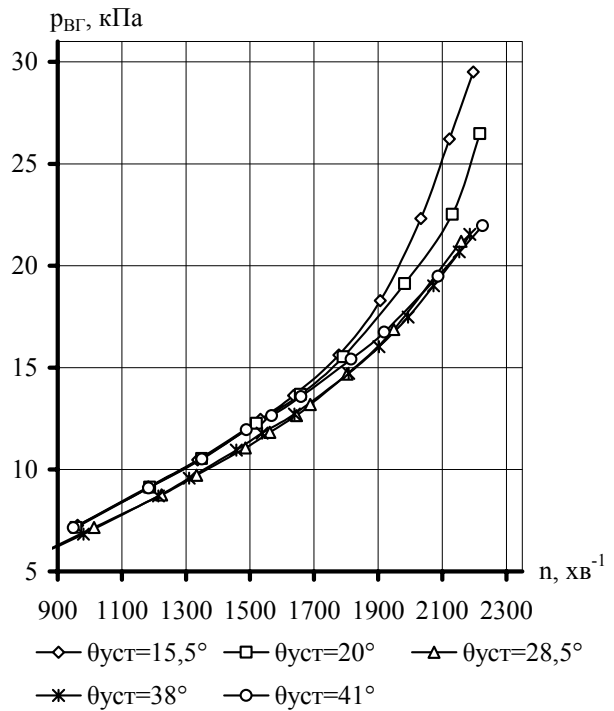
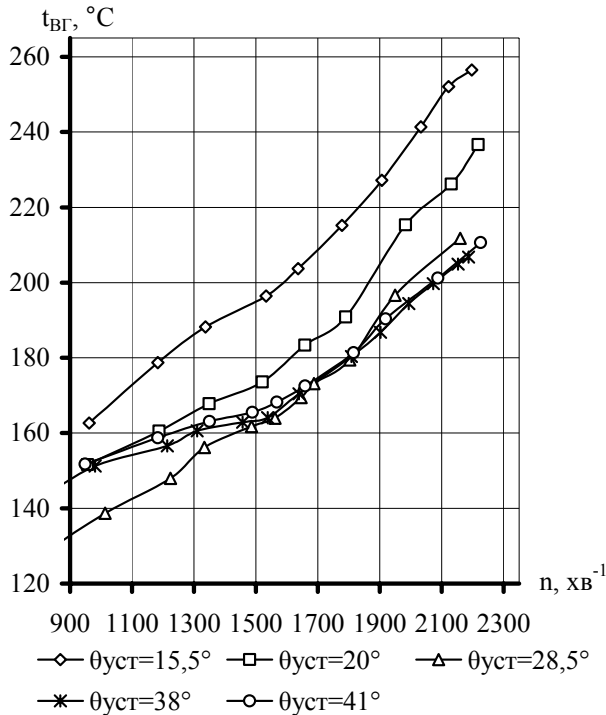


Рис. 1. Швидкісні характеристики дизеля за різних установочних КВВП

при $\theta_{уст} = 15,5^\circ$ та $\theta_{уст} = 20^\circ$, для яких зміщення моменту початку впорскування палива за ВМТ призводить до збільшення температури ВГ на 18–20 %, а тиску ВГ – на 30–36 %. Дана ситуація обумовлена перенесенням активної фази згорання палива на лінію розширення та втрати з цієї причини частини теплової енергії водночас із ВГ. Неповнота згорання палива та втрата теплової енергії в циліндрах дизеля в значній мірі компенсується поліпшенням функціональних параметрів турбокомпресора за рахунок реалізації втраченого теплового заряду в турбіні, що сприяє підвищенню максимальної частоти обертання ротора турбокомпресора до 29600 хв^{-1} із зростанням тиску наддуву до 2900 Па.

На рис. 2 представлені суміщені осцилограми вільного прискорення дизеля за різних характеристик зміни КВВП та початковому його значенні. У цьому разі установочний КВВП становив $\theta_{уст} = 15,5$ та $\theta_{уст} = 41^\circ$ (для варіанта зміни КВВП за спадаючою характеристикою) та $\theta_{уст} = 26^\circ$ – за зростаючою характеристикою.

Представлені варіанти вільних прискорень дизеля при різних установочних значеннях КВВП свідчать, що при однаковій спадаючій тенденції зміни КВВП із зростанням частоти обертання якість цих перехідних процесів суттєво відрізняються. Це відображається на тривалості перехідного процесу та зміні робочих параметрів упродовж усього неусталеного режиму роботи.

Кращою якістю характеризується перехідний процес при установочному КВВП 41° , внаслідок чого вихід дизеля на максимальні оберти колінчатого вала та стабілізація частоти обертання ротора турбокомпресора на рівні 23000 хв^{-1} відбувається в межах 1,2 секунди. Температура і тиск відпрацьованих газів набувають усталених значень на новому швидкісному режимі роботи дизеля значно пізніше від частоти обертання колінчатого вала. Так, тиск $p_{гз}$ стабілізується на рівні 22 кПа через 1,5 с після початку перехідного процесу, а період зміни температури $t_{гз}$ становить близько 4 с і встановлюється на рівні 210°C . У цьому випадку $t_{гз}$ та $p_{гз}$ набувають своїх максимальних значень на 1,2 секунді режиму вільного прискорення, відповідно, 245°C та 33 кПа. Тиск наддуву $p_{над}$ на початку перехідного процесу плавно зменшується нижче лінії атмосферного тиску (99,46 кПа) і на 0,6 секунді досягає абсолютного значення – 99,66 кПа – із наступним поступовим зростанням до рівня 101,46 кПа. Тривалість зміни тиску $p_{над}$ – 1,5 с, що на 0,3 с більше від тривалості переходу з одного сталого швидкісного режиму роботи дизеля

на інший.

Протилежним до вищерозглянутого процесу є перехідний процес, що відбувався при установочному КВВП $15,5^\circ$. З аналізу осцилограми зміни КВВП (рис. 2) видно, що даний процес проходить в умовах зміщення активної фази згорання палива на лінію розширення внаслідок перенесення початку подачі палива ближче до ВМТ. Більш пізні КВВП призводять до неповноти згорання палива, втрати ефективності використання теплового заряду та втрати його частини разом із відпрацьованими газами. Це спричиняє збільшення температури $t_{гз}$ і тиску $p_{гз}$ відпрацьованих газів, відповідно, до 300°C та 54 кПа, що позитивно впливає на показники системи повітропіддачі. Зокрема, перерозподіл теплової енергії між надпоршневим об'ємом і турбіною турбокомпресора призводить до зростання частоти обертання n_m його ротора до 30000 хв^{-1} із закидом майже до 36000 хв^{-1} у середині перехідного процесу. Зі зростанням частоти ротора турбокомпресора відбувається й ріст тиску наддуву $p_{над}$ до 2,8 кПа впродовж розгону за максимального значення в 4,5 кПа. Водночас надмірна втрата теплової енергії погіршує динаміку розгону дизеля: час зростання частоти обертання колінчатого вала дизеля до максимального значення збільшується на 0,4 с, стабілізація частоти ротора турбокомпресора відбувається на 2 с пізніше, ніж оберти дизеля.

На відміну від спадаючої характеристики зміни КВВП, що формується за відсутності керуючого впливу на початок впорскування палива, пропорційне зростання КВВП разом із частотою обертання колінчатого вала позитивно впливає на динаміку розгону дизеля. Проводячи порівняльний аналіз перехідних процесів за некерованої зміни КВВП та в разі корегування КВВП серійною відцентровою муфтою, слід зазначити переваги останнього: час переходу з одного сталого швидкісного режиму на інший скоротився на 17 %, стабілізація частоти ротора турбокомпресора на значенні 22000 хв^{-1} відбувається без помітного попереднього закиду і триває на 2,8 с швидше; відсутність закиду турбокомпресора спричинює й рівномірний ріст тиску наддуву $p_{над}$ до 0,72 кПа після спаду на 0,55 с прискорення нижче лінії атмосферного тиску; при цьому загальний час стабілізації тиску наддуву скоротився з 4,2 с до 1,4 с; максимальний закид тиску відпрацьованих газів $p_{гз}$ знизився з 38 до 32 кПа за одночасного скорочення на 0,8 с терміну нормалізації цього тиску на новому швидкісному режимі роботи дизеля.

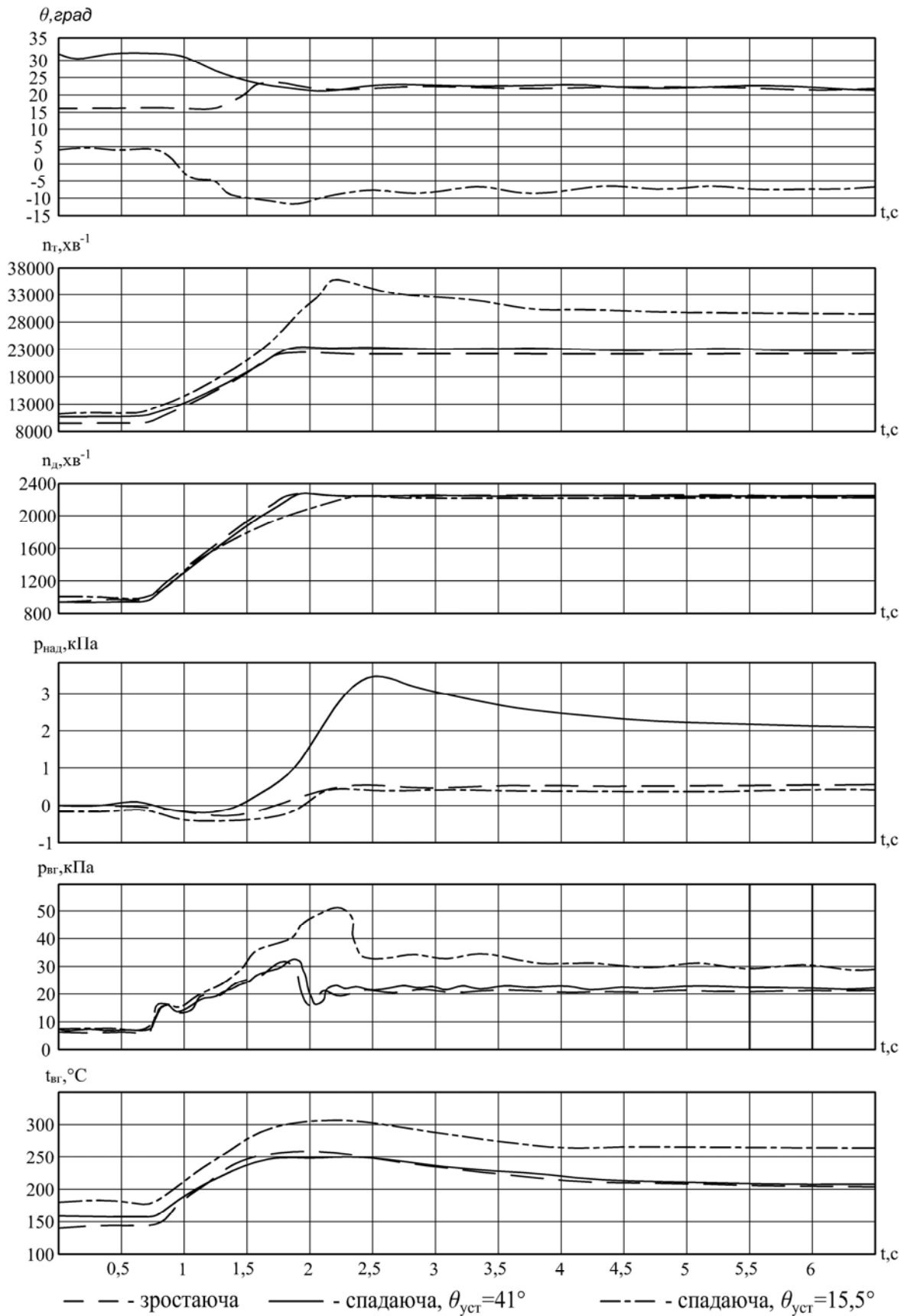


Рис. 2. Осцилограми вільного прискорення дизеля 6ЧН13/11,5 за спадаючої та зростаючої характеристик зміни КВВП

Основними причинами погіршення динаміки розгону для варіантів за некерованої зміни КВВП є: по-перше, зниження ефективності перебігу процесу згорання палива та, по-друге, зменшення ступеня реалізації теплової енергії в поршневій частині дизеля.

Висновки. Отримані результати експериментальних досліджень довели суттєвий вплив кута випередження впорскування палива на статичні та динамічні властивості дизеля з турбонаддувом. На статичних режимах роботи зміщення моменту подачі палива ближче до ВМТ спричинює підвищення частоти обертання ротора турбокомпресора на 30–35 % із одночасним зростанням тиску наддуву в 2,5 разу до 3 кПа. Водночас зі збільшенням показників системи повітроподачі підвищується ступінь механічного й теплового навантажень на деталі вихлопної системи дизеля внаслідок зростання тиску та температури ВГ на 20 і 36 % відповідно.

На динамічний режим вільного прискорення

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Дробышевский Ч. Б., Боровиков В. Ф. К вопросу о влиянии угла опережения впрыскивания топлива на пусковые качества дизеля // Двигательное строительство. – 1989. – №10. – С. 12; 39.
2. Леонов О. Б., Федотов И. В., Арапов В. В. [и др]. Анализ особенностей и направление совершенствования работы топливной аппаратуры дизелей на режимах холодного пуска // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. –

дизеля значний вплив має не тільки абсолютне значення КВВП, але й тип характеристики, за якою відбувається його зміна. Так, на відмінну від спадаючої характеристики, збільшення КВВП зі зростанням частоти обертання колінчастого вала дизеля сприяє скороченню тривалості переходу з одного швидкісного режиму на інший на 17 %, стабілізації частоти обертання ротора турбокомпресора без помітного закиду та зменшення часу переходу на новий режим роботи турбокомпресора майже втричі, що позитивно позначається на рівномірному рості тиску наддуву та зменшенні часу перебування його нижче лінії атмосферного тиску.

Наведені результати експериментальних досліджень свідчать, що здійснюючи керований вплив на КВВП у системах автоматичного регулювання паливоподачею можна досягти не лише традиційного поліпшення паливоекономічності та екологічності роботи дизеля, але й поліпшити його статичні й динамічні властивості.

1990. – №2. – С. 73–76.

3. Лышевский А. С. Системы питания дизелей: Учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.
4. Марков В. А., Кислов В. Г., Хватов В. А. Характеристики топливоподачи транспортных дизелей. – М. – МГТУ им. Баумана. – 1997. – 160 с.