

УДК 621-51(088.8)

A.Bozhok, Associate Professor,

V. Duganec, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor,

V. Misus, Senior lecturer,

M. Volynkin, Researcher,

V. Pukas, postgraduate,

C. Oleksijko, assistant State Agrarian and Engineering University in Podilya

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF THE AUTOMATIC REGULATION SYSTEM OF THE ROTATION FREQUENCY OF THE TRACTOR DIESEL WITH DOUBLE-PULSE REGULATOR

Abstract. *The urgency of the needs to improve single-pulse systems of the automatic regulation of frequency (SARF) of the rotation of crankshaft tractor diesel engines (diesel) is due to increase of their output of technical-economic indices and quality of the performance of technological operations, agricultural, land-reclamation and other units in which they are used.*

One of the methods of the SARF improving is the composite principle of regulation, under which on the fuel rail in diesel simultaneously the regulatory impulse act for deviation of frequency of the rotation and deflection load of technological equipment. The most effective is SARF with double-pulse regulators in which the loading measurement unit is converted by the regular units and mechanisms that are organically incorporated into the power servo.

The first time, double-pulse regulator is offered to measure the load and a re-equipped hydraulic pump drive of the technological equipment is used. The latter, besides its direct purpose dampens shocks and punches in a force actuator caused by varying load, also quantifies the magnitude, forms and submits the rail regulatory deviation for the secondary impulse load. Value of the coefficient of amplification of sound load defined by expression, will provide zero shear static characteristics SARF of the tractor diesel.

The application of the proposed SARF will increase techno-economic indexes of the gang-upped with tractor diesel machines as well as the quality of execution of technological operations.

Keywords: *hydraulic damper, malleable buttress, hydraulic pump, bellows hoses transmission, connecting link, summing up lever.*

А.М. Божок, доцент,

В.І. Дуганець, кандидат технічних наук, доцент,

*В.В. Майсус, старший викладач,
М.П. Волинкін, здобувач,
В.Л. Пукас, аспірант,
С.Л. Олексійко, асистент ПДАТУ*

РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ З ДВОХІМПУЛЬСНИМ РЕГУЛЯТОРОМ

Наведено принципову схему та описано роботу двохімпульсної системи автоматичного регулювання частоти обертання тракторного дизеля з вимірювачем навантаження, виконаного у вигляді переобладнаного штатного гідравлічного насоса, послідовно включеного в силовий привід технологічного обладнання, а також результати її досліджень.

***Ключові слова:** гідравлічний демпфер, податлива опора, гідравлічний насос, замкнена сальфонна передача, з'єднувальна ланка, підсумовуючий важіль.*

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Через свою універсальність тракторні дизельні двигуни внутрішнього згорання (дизелі), крім свого призначення, широко використовуються в якості первинних джерел енергії для приводу сільськогосподарських, землерийних, підйомно-транспортних, будівельних та інших мобільно-енергетичних машин (МЕМ). Однак, незважаючи на закладені в них високі техніко-економічні показники і ряд інших переваг, вони не завжди задовольняють вимогам, що обумовлює потребу в удосконаленні їх щодо підвищення експлуатаційних показників агрегованих з ними МЕМ. Ці показники значною мірою залежать від характеру зовнішніх навантажень при виконанні технологічних процесів, а також від точності підтримання заданих швидкісних режимів дизелями в умовах їх рядової експлуатації. Підтримання швидкісних режимів в серійних тракторних дизелях забезпечується системою автоматичного регулювання частоти (САРЧ) обертання колінчастого вала, яка, залежно від призначення МЕМ і характеру виконуваних технологічних процесів, повинна удосконалюватися шляхом розробки принципово нових або модернізації серійних при збереженні конструкції їх базових вузлів і деталей [1-3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми. Відомі [1-4] схемні і конструктивні технічні рішення принципово нових і удосконалених САРЧ обертання різних за призначенням дизелів, з яких найбільш ефективними є системи із закладеним в них інваріантним принципом регулювання. У них регулюючий імпульс на рейку паливного насоса одночасно формується і подається за відхиленнями частоти обертання дизеля і діючого на нього зовнішнього навантаження з боку технологічного обладнання. Ефективність залучення цього принципу регулювання залежить від конструктивної реалізації вимірювача навантаження, який для кожного типу МЕМ може бути різним. При цьому найбільш доцільними і економічно виправданими є переобладнані вузли і механізми, які органічно входять в конструкцію силового приводу і, крім свого безпосереднього призначення, виконують функцію одночасно вимірювача навантаження і гідравлічного гасника поштовхів та ударів, викликаних перемінним опором технологічного обладнання агрегованих МЕМ. Так, у двоімпульсній САРЧ, що згідно авторського свідоцтва СРСР № 462171, регулюючий імпульс за навантаженням формується за величиною реактивного моменту, діючого на податливу опору, у вигляді переобладнаної зупиненої ланки, планетарного редуктора, який органічно входить в силову передачу і використовується в приводах при зчленуванні валів з їх різними частотами обертання. Відомі також САРЧ з двоімпульсними регуляторами, в яких вимірювачами навантаження є ротаційні пружинні динамометри, що послідовно включені в силовий привод між ведучим і веденим валами однакової частоти обертання з використанням перетворювачів відносного кута повороту з'єднаних ланок в лінійне переміщення для формування регулюючого імпульсу за навантаженням (авторське свідоцтво СРСР № 378816, патент України № 51384). Однак не відомі двоімпульсні САРЧ зі штатними в силовому приводі механічними вимірювачами навантаження інших типів.

Мета дослідження: розробити принципову схему і виконати дослідження двоімпульсної САРЧ обертання тракторного дизеля з вимірювачем навантаження у вигляді переобладнаного гідравлічного шестеренчастого насоса.

Виклад основного матеріалу дослідження. Розроблена принципово нова [А.С. СРСР № 1265722] САРЧ обертання колінчастого вала тракторного дизеля в складі штатного всережимного відцентрового регулятора, вимірювача навантаження, замкненої дистанційної сільфонної передачі і механізму підсумовування регулюючих імпульсів за частотою обертання і навантаження.

Відцентровий регулятор з колінчастим валом дизеля з'єднаний через ведучий вал 3 (рис. 1), на якому жорстко посаджена хрестовина 2 із шарнірно установленими тягарцями 1 і муфтою 47, взаємодіючою з ними і важелем 46, зв'язаним з вихідною тягою 17 і коректором 20 подачі палива за частотою обертання. Коректор містить регулювальний гвинт 5, пружину 6 і рухомий упор 50, яким важіль 46, при роботі дизеля на коректорній гілці характеристики, діє на важіль 21, переміщення якого обмежують упори, а взаємодія важеля 46 з важелем 21 при роботі дизеля на регуляторній гілці характеристики здійснюється за допомогою упора 48, установленного на важелі 21. Швидкісний режим дизеля настроюється важелем 4 через пружину 18, зв'язану з важелем 21.

Вимірювач навантаження виконаний у вигляді переобладнаного шестеренчастого насоса, послідовно включеного в силовий привод технологічного обладнання, ведуча шестерня 24 якого жорстко з'єднана з вихідним валом 45 механічної трансмісії і знаходиться в постійному зачепленні з веденими лівою 23 і правою 25 шестернями насоса, розміщеними в корпусі 26. Останній шарнірно зв'язаний із з'єднувальною ланкою 42 податливої опори з основою 33 пружиною вимірювача і пружиною 34 коректора подачі палива за навантаження. Ланка 42 зв'язана зі штоком 41 гідравлічного демпфера з корпусом 39, поршнем 37 і регулювальним дроселем 40. Тяга 36 з'єднана з рухомим фланцем 27 приймального сільфона 31, порожнина якого гідролінією 28 сполучена з порожниною виконавчого сільфона 13, з утворенням замкненої дистанційної сільфонної передачі. Фланець 12 тягою 10 з'єднаний з одним кінцем важеля 9 підсумовуючого механізму, який середньою частиною зв'язаний з рейкою 8 паливного насоса 7, а другим кінцем тягою 17 – з виходом відцентрового регулятора.

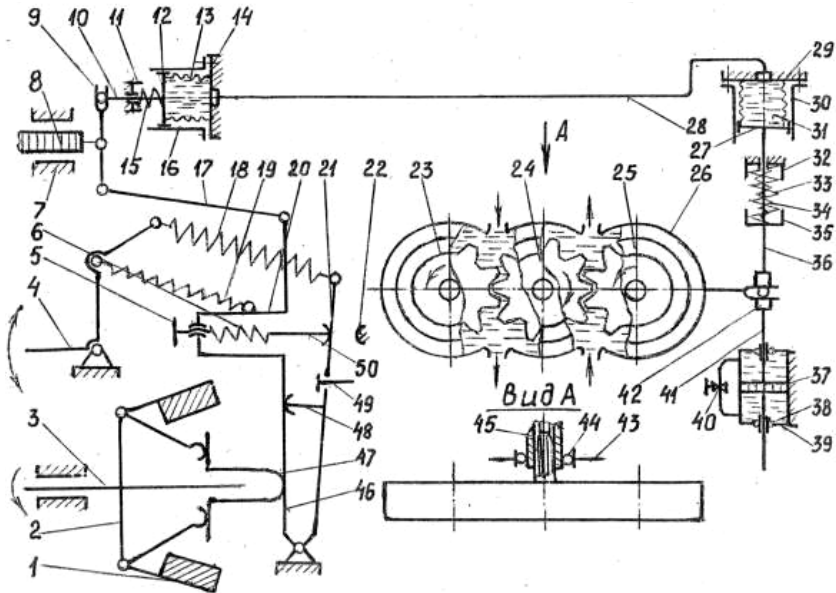


Рис. 1. Принципова схема САРЧ обертання тракторного дизеля з двоімпульсним регулятором:

1 – тягарці; 2 – хрестовина; 3, 45 – вали; 4, 21, 46 – важелі; 5 – гвинт регульовальний; 6, 15, 18, 19, 33, 34 – пружини; 7 – паливний насос; 8 – рейка паливного насоса; 9 – підсумовуючий важіль; 10, 17, 36 – тяги; 11, 22, 48, 49, 50 – упори; 12, 27 – фланці рухомі; 13, 31 – сільфони; 14, 29 – фланці нерухомі; 16, 30, 32 – напрямні; 20, 26, 39, 43 – корпуси; 23, 24, 25 – шестерні; 28 – гідролінія; 35 – сідло; 37 – поршень; 38 – ущільнення; 40 – дросель; 41 – шток; 42 – з'єднувальна ланка; 44 – підшипник; 47 – муфта відцентрового регулятора.

В усталеному швидкісному і навантажувальному режимах, при рівності крутячого моменту дизеля і моменту опору технологічного обладнання, рейка 8 паливного насоса через нижній кінець важеля 9 регулюючим імпульсом за відхиленням частоти обертання, а через верхній кінець регулюючим імпульсом за відхиленням навантаження утримується в положенні циклової подачі палива, що відповідає цим режимам.

У випадку різкого скидання навантаження реактивний момент корпусу 26 різко зникає і ланка 42 під дією пружини 33 через тягу 36 переміщує фланець 27, утворюючи в сильфоні 31, гідролінії 28 і сильфоні 13 розрідження, від якого фланець 12 під дією пружини 15 через тягу 10 і верхній кінець важеля 9 перемістить рейку 8 в бік зменшення циклової подачі палива і буде її утримувати в положенні, яке відповідає величині циклової подачі на новому усталеному навантажувальному режимі і незмінній, завдяки інерційності обертових деталей, частоті обертання. Тому тягарці 1, не змінюючи свого положення, через муфту 47, важіль 46 і тягу 17 будуть утримувати нижній кінець важеля 9 протягом певного, порівняно малого моменту, часу в положенні, яке відповідає попередній частоті обертання дизеля. Цього часу достатньо для регулюючого імпульсу за змінюванням навантаження, щоб тяга 10 через верхній кінець важеля 9 перемістила рейку 8 в бік зменшення циклової подачі палива на таку величину, при якій частота обертання дизеля після скидання навантаження збереглася дотеперішньою.

Таким чином, в цьому режимі рейка переміщується тільки під дією регулюючого імпульсу, пропорційного змінюванню навантаження, підтримуючи задану частоту обертання, а регулюючий імпульс за частотою обертання – її стійкість.

Аналогічно буде працювати САРЧ і при різкому накиданні навантаження, тільки її рухомі деталі переміщатимуться у зворотному напрямку, забезпечуючи попередню частоту обертання.

Гасіння високочастотних коливань, викликаних перемінним навантаженням, особливостями роботи дизеля, поштовхами та ударами в силовому приводі, буде здійснюватися опором рідини при перетіканні її з однієї штокової порожнини гідравлічного демпфера в другу через дросель 40.

Структурна схема САРЧ (рис. 2) утворена двома регулюючими контурами і контуром дії навантаження [5-7]. Основний замкнений регулюючий контур серійної САРЧ з передаточними функціями дизеля по каналу дії регулюючих імпульсів і настройки швидкісного режиму – $W_{\text{дф}}(p)$; відцентрового регулятора – $W_p(p)$; підсилюючої ланки передачі регулюючого імпульсу за частотою обертання – $W_{\text{кф}}(p)$, охоплений від'ємним зворотним зв'язком і розімкнений

контур дії навантаження з передаточною функцією дизеля по каналу дії зовнішнього навантаження – $W_{\partial F}(p)$. Додатково приєднаний розімкнений, компенсуючий дію навантаження дизеля, контур з передаточними функціями: вимірювача навантаження – $W_H(p)$; підсилюючої ланки в контурі регулюючого імпульсу за навантаженням – $W_{KH}(p)$.

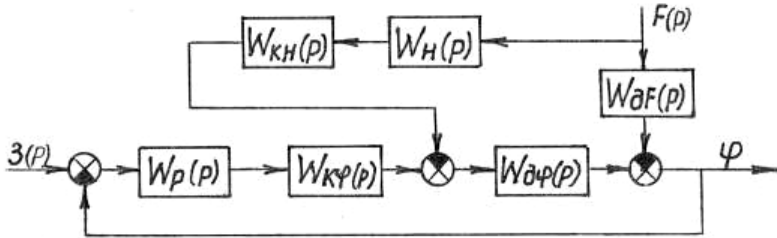


Рис. 2. Структурна схема САЧР обертання тракторного дизеля з двоімпульсним регулятором.

Зовнішні збурення діючі на контури: $F(p)$ – зміна навантаження; $3(p)$ – настройка регулятора частоти обертання.

Регульованим параметром САЧ є частота обертання $\varphi(p)$ колінчастого вала.

Динаміка САЧ обертання дизеля описується диференціальними і алгебраїчними рівняннями її динамічних ланок, складених з врахуванням конструкції, фізичних властивостей і взаємодії між собою [3, 4].

Динамічна рівновага тракторного дизеля, з'єднаного через силовий привод його колінчастого вала з технологічним обладнанням, описується диференціальним рівнянням і має передаточну функцію інерційної ланки першого порядку відповідно по каналу дії навантаження, а також регулюючих імпульсів і настройки частоти обертання [3, 4].

$$W_{\partial F}(p) = -\frac{1}{T_{\partial}p + K_{\partial}}. \quad (1)$$

Тут T_{∂} – постійна часу, що характеризує інерційні властивості дизеля і зв'язаних з його колінчастим валом рухомих деталей;

K_{δ} – коефіцієнт самовирівнювання дизеля;

$p = \frac{d}{dt}$ – оператор в перетвореннях Лапласа.

Відцентровий регулятор прямої дії в динаміці описується диференціальним рівнянням і має передаточну функцію інерційної ланки другого порядку

$$W_p(p) = \frac{1}{T_p^2 p^2 + T_{kp} p + \delta_p}, \quad (2)$$

де T_p^2 і T_{kp} – відповідно постійні часу, що характеризують інерційні властивості його рухомих мас і зв'язаних з ним деталей передачі регулюючих імпульсів, і гідравлічного демпфування;

δ_p – місцева ступінь нерівномірності відцентрового регулятора.

Динамічна рівновага вимірювача навантаження прямої дії з гідравлічним демпфером і податливою опорою описується диференціальним рівнянням і має передаточну функцію динамічної інерційної ланки другого порядку

$$W_H(p) = \frac{1}{T_H^2 p^2 + T_{KH} p + \delta_H}, \quad (3)$$

де T_H^2 і T_{KH} – відповідно постійні часу, що характеризують інерційність вимірювача навантаження і зв'язаних з його корпусом деталей демпфера, опори і дистанційної сільфонної передачі, і гідравлічного демпфування;

δ_H – місцева ступінь нерівномірності вимірювача навантаження.

Динамічна рівновага механізмів передачі регулюючих імпульсів в контурах відхилення частоти обертання і навантаження описується алгебраїчними рівняннями підсилюючих ланок з передаточними функціями відповідно [5]

$$W_{\kappa\phi}(p) = K_{\phi} \quad (4)$$

$$i \quad W_{KH}(p) = K_H, \quad (5)$$

де K_{ϕ} і K_H – коефіцієнти підсилення механізмів передачі.

Передаточна функція САРЧ обертання дизеля з двохімпульсним регулятором відносно дії навантаження матиме вигляд:

$$W_{\varphi F}(p) = \frac{W_H(p) \cdot W_{KH}(p) \cdot W_{\partial\varphi}(p) - W_{\partial F}(p)}{1 + W_p(p) \cdot W_{\partial\varphi}(p)}. \quad (6)$$

Умова інваріантності частоти обертання відносно $F(p)$ представиться наступним виразом [6, 7]:

$$W_H(p) \cdot W_{KH}(p) \cdot W_{\partial\varphi}(p) - W_{\partial F}(p) = 0. \quad (7)$$

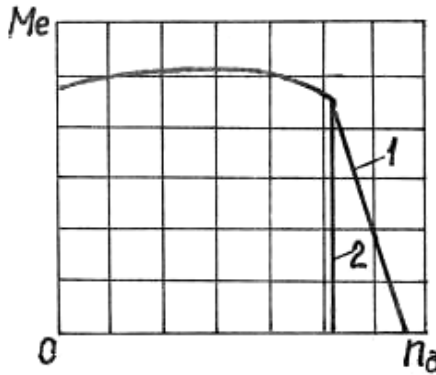


Рис. 3. Статична характеристика САРЧ обертання тракторного дизеля: 1 – з одноімпульсним регулятором; 2 – з двохімпульсним регулятором; M_e – ефективний крутячий момент; n_0 – частота обертання.

З урахуванням (3), (5) з рівняння (7) для усталеного навантажувального режиму знаходимо вираз коефіцієнта підсилення регулюючого імпульсу за навантаженням

$$K_H = \delta_H. \quad (8)$$

Таким чином, значення K_H , визначене за допомогою одержаного виразу, забезпечить нульовий нахил регуляторної характеристики тракторного дизеля (рис. 3).

Висновки. Розроблена принципова схема двохімпульсної САРЧ обертання дизеля мобільно-енергетичної машини з вимірювачем навантаження, виконаного у вигляді переобладнаного

штатного гідравлічного насоса, послідовно включеного в силовий привод технологічного обладнання. Розроблені механізми гасіння поштовхів та ударів в силовому приводі, формування і передачі регулюючого імпульсу за навантаженням, а також підсумовування його з регулюючим імпульсом за частотою обертання. Розроблена структурна схема двохімпульсної САРЧ обертання дизеля, за допомогою якої одержана її передаточна функція і вираз для визначення коефіцієнта підсилення контуру компенсації змінювання навантаження. Застосування двохімпульсної САРЧ дасть можливість підвищити точність регулювання частоти обертання тракторних дизелів і разом з цим експлуатаційні показники агрегованих з ними машин та якість виконання ними технологічних операцій, а також надійність і довговічність їх технологічного обладнання.

Список використаних джерел

1. Настенко Н.Н., Борошок Л.А., Грунауэр А.М. Регуляторы тракторных и комбайновых двигателей. – М.: Машиностроение, 1965. – 251 с.
2. Багиров Д.Д., Златопольский А.В. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1974. – 220 с.
3. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 615 с.
4. Левин М.Й. Автоматизация судовых дизельных установок. – Л.: Судостроение, 1969. – 465 с.
5. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория автоматического регулирования. – М.: Наука, 1975. – 768 с.
6. Современные методы проектирования систем автоматического управления: Синтез и анализ / под редакцией Б.Н. Петрова, В.В. Солодовникова, Ю.И. Топчиева. – М.: Машиностроение, 1967. – 704 с.
7. Боднер В.А., Воронов А.А., Ивахненко А.Г. и др. Теория инвариантности в системах автоматического управления. Труды Второго Всесоюзного совещания в Киеве 29 мая-1 июня 1962 года. – М.: Наука, 1964. – 504 с.

8. Кожевников С.Н., Есипенко Я.Н., Раскин Я.М. Механизмы. Справочник. Изд. 4-е, перераб. и доп. Под ред. С.Н. Кожевникова. – М.: Машиностроение, 1976. – 784 с.

9. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. – М.: Наука, Главная редакция физ.-мат. лит.-ры, 1981. – 720 с.

***Аннотация.** Приведена принципиальная схема и описана работа двухимпульсной системы автоматического регулирования частоты вращения тракторного дизеля с измерителем загрузки, выполненным в виде переоборудованного штатного гидравлического насоса, последовательно включенного в силовой привод технологического оборудования, а также результаты ее исследования.*

***Ключевые слова:** гидравлический демпфер, податливая опора, гидравлический насос, замкнутая сильфонная передача, соединительное звено, суммирующий рычаг.*