

УДК 621.43.531.8

*A. Bozhok, associate professor,**V. Maysus, senior lecturer,**M. Volynkin, researcher,**V. Prokopchuk, M. Venger, assistant professors of State Agrarian and Engineering University in Podilya*

THE ORETICAL INVESTIGATION OF BIPULSE REGYLATOR OF ROTATIONAL SPEED OF TRACTOR'S DIESEL ENGINE

Annotation. Producing, fuel economy and quality of the technological processes which are executed by machines and aggregates, in the case of the alternating loads, largely depend on the accuracy of the maintaining the specified speed limits and diesels which are set on them.

The speed mode of the modern tractor's diesels is supported by the system of the automatical regulation of the rotational speed of the crankshaft with a single pulse regulator which is a centrifugal sensor, it cinematically connected through the system of levers and rods with a rail of the fuel pump of high pressure.

Due to the high degree of irregularity on the nominal and the override in transient modes of the automatic control system which does not meet the requirements of modern aggregated machines with tractors, it is the cause of incomplete using the potential resources which are inherited in them.

To improve the static and dynamic index is suggested to turn a single pulse into the bipulse regulators, with the help of coverage the sensing element of the rotational speed of the local, negative feedback and the parallel connection of the angular acceleration sensor.

The their application will increase the accuracy of regulation of the rotational speed and base values of technical and economic factors of tractors' diesels, and to improve the quality of processes which are carried out by means of tractors' aggregate

Keywords: sensing element of the angular acceleration, summing ever, absorber, dynamic precision, transfer function, negative feedback, bipulse regulator

*A.M. Божок, доцент,**В.В. Майсус, старший викладач,**М.П. Волинкін, здобувач,**В.О. Прокопчук, М.А. Венгер, асистенти ПДАТУ*

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДВОХІМПУЛЬСНОГО РЕГУЛЯТОРА ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Представлено принципову схему і описано роботу двохімпульсного регулятора частоти обертання колінчастого вала тракторного дизеля, а також результати його теоретичних досліджень.

Ключові слова: чутливий елемент кутового прискорення, підсумовуючий важіль, демпфер, динамічна точність, передаюча функція, від'ємний зворотний зв'язок, двохімпульсний регулятор.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Переважна більшість сучасних сільськогосподарських, меліоративних, будівельних та інших машин агрегатуються з тракторами, первинними джерелами енергії яких є дизельні двигуни внутрішнього згоряння (дизелі). Виробність і паливна економічність, а також якість виконуваних машинами і агрегатами технологічних процесів значною мірою залежать від точності підтримання заданих швидкісних режимів дизеля в умовах перемінних навантажень. У сучасних тракторних дизелях швидкісний режим підтримується серійною системою автоматичного регулювання частоти (САРЧ) обертання колінчастого вала з одноімпульсним регулятором, яким є відцентровий чутливий елемент, кінематично зв'язаний через систему важелів і тяг з рейкою паливного насоса високого тиску (ПНВТ). Однак через велику (7...9%) ступінь нерівномірності на номінальному і перерегулювання 12...15% в перехідних режимах САРЧ не задовольняє вимог сучасних агрегатів з тракторами машин, що є причиною неповного використання закладених в них потенціальних можливостей [1-3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми. На теперішній час із літературних джерел [1-3] відомі способи покращення статичних і динамічних показників САРЧ дизелів, працюючих за принципом відхилення регульованого параметра. Із них для покращення статичних показників САРЧ прямої дії в дизель-генераторних установках, з найбільш високими вимогами чинних стандартів до забезпечення необхідної якості виробності ними електроенергії, знайшли застосування схемні і технічні рішення з пружинним приєднанням до рейки ПНВТ гідравлічного демпфера. САРЧ з такими корегуючими пристроями в усталеному режимі роботи дизеля здатні підтримувати частоту обертання колінчастого вала з будь-яким нахилом регуляторної характеристики, в тому числі нульової. Але на перемінних режимах їх динамічні показники значно нижчі від показників

серійних САРЧ, тому на тракторних дизелях ці пристрої окремо не використовуються, а тільки з додатковими, покращуючими динамічні показники регулювання. До них відносяться різної конструкції диференціюючі пристрої, які формують і одночасно подають на рейку ПНВТ додатковий регулюючий імпульс, пропорційний змінюванню кутового прискорення колінчастого вала. Ефективність дії їх залежить від конструктивної реалізації чутливих елементів частоти обертання і кутового прискорення. Запропонований в УНДІМЕСГ варіант двохімпульсного регулятора з поєднаними властивостями тахометра і акселерометра з одночасним формуванням і подачею на рейку ПНВТ двох складових регулюючого імпульсу, пропорційного змінюванню частоти обертання і кутового прискорення, не покращував динамічних показників САРЧ, оскільки збільшення однієї приводило до зменшення другої складової регулюючого імпульсу. Крім цього, підсилювались диференціюванням, непогашені гідравлічним демпфуванням регулятора, високочастотні коливання, які далі передавались з регулюючими імпульсами на рейку ПНВТ. Останні значно понижували експлуатаційні показники як самих тракторних дизелів, так і приводимих ними машин і агрегатів. Тому покращення динамічних показників САРЧ шляхом введення в закон регулювання додаткового імпульсу за кутовим прискоренням можливе при відокремленні чутливого елемента кутового прискорення і послідовним розміщенням його за чутливим елементом частоти обертання.

Мета дослідження: розробка і дослідження двохімпульсного регулятора частоти обертання тракторного дизеля з послідовно розміщеними в ньому чутливими елементами частоти обертання і кутового прискорення.

Виклад основного матеріалу дослідження. Авторами розроблений принципово новий (патент України № 81405) з розділеними і послідовно розміщеними чутливими елементами частоти обертання і кутового прискорення.

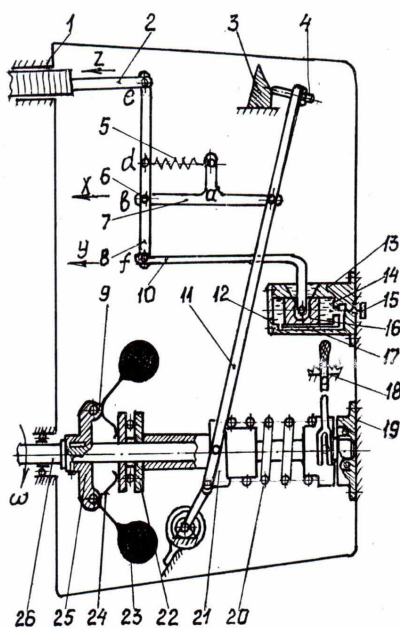


Рис. 1. Принципова схема двохімпульсного регулятора частоти обертання:

- 1 – паливний насос високого тиску; 2 – рейка паливного насоса; 3 – призма коректора;
 4, 15 – регулювальні гвинти; 5, 20 – пружини; 6 – вісь; 7, 10 – тяги; 8 – підсумовуючий важіль;
 9 – відцентровий регулятор; 11 – важіль; 12 – кришка; 13 – циліндр; 14 – гідравлічний демпфер;
 16 – поршень; 17 – перепускний отвір; 18 – механізм налаштування швидкісного режиму;
 19 – корпус відцентрового регулятора; 21 – муфта; 22 – упорний підшипник; 23 – тягарці;
 24 – чутливий елемент частоти обертання; 25 – хрестовина; 26 – вал.

Регулятор містить штатний відцентровий регулятор (ВР) 9 з чутливим елементом 24 частоти обертання, з механізмом 18 налаштування швидкісних режимів, важіль 11 зв'язаний з вузлом корекції регулюючих імпульсів за частотою обертання. Важіль 11 тягою 7 і пружиною 5 з'єднаний з підсумовуючим важелем 8, верхнє плече якого зв'язано з рейкою 2 ПНВТ 1, а нижнє через тягу 10 – з поршнем 16 гідравлічного демпфера 14. Порожнистий корпус 13 демпфера одним торцем з'єднаний з корпусом 19 ВР, а протилежним торцем закритий кришкою 12 з утворенням двох порожнин, розділених поршнем і сполучених перепускним отвором 17 з регульованим дроселем 15.

В усталеному швидкісному і навантажувальному режимі крутячий момент дизеля рівний моменту опору споживача його енергії і колінчастий вал обертається з постійною частотою. При

різкому скиданні навантаження момент опору різко зникне і під дією крутячого моменту частота обертання колінчастого вала дизеля і вала 2 чутливого елемента 24 різко зросте. У результаті відцентрова сила тягарців 23 збільшиться і, долаючи опір пружини 20, тягарці через упорний підшипник 22, муфту 21, важіль 11 і тягу 7 різко діятимуть на підсумовуючий важіль 8 і через його верхнє плече перемістять на величину, пропорційну збільшенню частоти обертання, рейку 2 ПНВТ 1 в бік зменшення циклової подачі палива, а відповідно і частоти обертання колінчастого вала дизеля. Нижнє плече важеля 8, що з'єднане через тягу 10 з поршнем 16, через опір його переміщення, спричинений дроселюванням перетікання рідини через перепускний отвір 17, дещо затримається. Це викличе додаткове переміщення рейки 2, яке буде пропорційне кутовому прискоренню від змінювання частоти обертання. Від дії цих двох регулюючих імпульсів – першого, пропорційного збільшенню частоти обертання і другого, пропорційного прискоренню, рейка 2 переміститься з певним випередженням, більш інтенсивніше змінюючи циклову подачу палива в циліндри дизеля і компенсуючи цим відхилення частоти обертання його колінчастого вала.

У усталеному режимі, коли сили опору перетікання рідини через дросель 15 і жорсткості пружини 5 зрівноважаться, важіль 8 займе вертикальне положення і складова регулюючого імпульсу, пропорційна прискоренню, зникне, а циклова подача палива буде підтримуватися тільки за регулюючими імпульсами, пропорційними частоті обертання.

У випадку різкого накидання навантаження момент опору різко зросте, що викличе різкий провал частоти обертання колінчастого вала дизеля і вала 26 чутливого елемента частоти обертання. Далі двохімпульсний регулятор буде працювати аналогічно вище описаному принципу, але з тією різницею, що його рухомі деталі і рейка ПНВТ будуть переміщатися у зворотному напрямку.

В обох випадках автоматичного регулювання відхилення від заданої частоти обертання і тривалість перехідного процесу значно зменшаться.

У перехідних процесах, коли важіль 8 займає нахилене положення, переміщення поршня гідравлічного демпфера складається з переміщення x центра коливання важеля і зі зворотного переміщення y його кінця, обумовленого реакцією демпфера

$$x_a = x - y. \quad (1)$$

Переміщення z осі e , що діє на рейку 2, буде:

$$z = x + \frac{be}{bf}y, \quad (2)$$

де через be і bf позначені довжини плечей. Із виразу (2) випливає, що

$$y = (z - x) \frac{be}{bf}. \quad (3)$$

З врахуванням (1) реакція F_a матиме вигляд [4]:

$$F_a = v \left(\frac{dx}{dt} - \frac{dy}{dt} \right), \quad (4)$$

де v – коефіцієнт гідравлічного демпфування.

У зв'язку з появою переміщення y деформація пружини 5 визначається за формулою:

$$x_d = \frac{bd}{bf}y, \quad (5)$$

де bd – довжина плеча. Якщо ж позначити жорсткість пружини через C , то сила F_d її розтягання буде рівна

$$F_d = C \frac{bd}{bf}y. \quad (6)$$

Момент сили F_d пружини зрівноважується моментом сили опору демпфування, тому з врахуванням виразів (4), (6) одержимо [4]:

$$C \frac{bd}{bf}y \cdot bd = v \left(\frac{dx}{dt} - \frac{dy}{dt} \right) bf. \quad (7)$$

Після нескладних перетворень і з врахуванням (3) рівняння (7) матиме вигляд:

$$(T_1 p + 1)z = \left[1 + \left(1 + \frac{be}{bf} \right) T_1 p \right] x, \quad (8)$$

де $T_1 = \frac{v}{C} \left(\frac{bf}{bd} \right)^2$ – постійна часу, що характеризує демпфуючі властивості чутливого елемента кутового прискорення;

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

Із одержаного виразу (8), що описує динаміку руху чутливого елемента кутового прискорення, визначаємо його передаточну функцію:

$$W_1(p) = \frac{1 + T_1 \left(1 + \frac{be}{bf}\right) p}{T_1 p + 1}. \quad (9)$$

Через послідовне розміщення чутливого елемента кутового прискорення в контурі передачі регулюючих імпульсів і протидії реакції його гідравлічного демпфування на вхід ВР останній стає охопленим від'ємним зворотним зв'язком з передаточною функцією $W_{33}(p)$, а ВР при його охопленні $-W_{33}(p)$.

Як основна регулююча частина ВР описується диференціальним рівнянням динамічної інерційної ланки другого порядку з передаточною функцією [1, 2]:

$$W_p(p) = \frac{K_p}{T_p^2 p^2 + T_k p + 1}, \quad (10)$$

де T_p і T_k – постійні часу, що характеризують відповідно інерційні властивості ВР і зв'язаних з ним рухомих деталей і гідравлічного демпфування;

K_p – коефіцієнт підсилення ВР.

З рівняння (4) приведене до муфти регулятора зусилля реакції гідравлічного демпфування, виражене через коефіцієнт приведення K_{Π} , матиме вигляд:

$$F_{am} = K_{\Pi} v \left(\frac{dx}{dt} - \frac{dy}{dt} \right), \quad (11)$$

або з врахуванням рівняння (3)

$$F_{am} = K_{\Pi} v \left[\frac{dx}{dt} - \left(\frac{dz}{dt} - \frac{dx}{dt} \right) \frac{bf}{be} \right]. \quad (12)$$

У загальному випадку приведена до муфти відцентрова сила є функція відносного відхилення частоти обертання φ дизеля і переміщення муфти. Змінювання цієї сили, спричинене відхиленням частоти обертання, визначається добутком її відхилення на відновлювану силу ВР в усталеному режимі. Тоді рівняння (12) представиться у вигляді:

$$2E_0 \phi_{33} = K_{\Pi} v \left[\frac{dx}{dt} - \left(\frac{dz}{dt} - \frac{dx}{dt} \right) \frac{bf}{be} \right]. \quad (13)$$

Після визначення з рівняння похідної (13) $\frac{dx}{dt}$ і підстановки її значення в рівняння (9), після нескладних перетворень отримаємо:

$$(T_1 p + 1) \phi_{33} = \frac{K_{\Pi} v x}{2E_0} p, \quad (14)$$

де E_0 – відновлювальна сила в усталеному режимі ВР;

ϕ_{33} – відхилення частоти обертання по каналу зворотного зв'язку одноімпульсного ВР.

Із останнього рівняння передаточна функція зворотного зв'язку матиме вигляд:

$$W_{33}(p) = \frac{\frac{K_{\Pi} v}{2E_0} p}{T_1 p + 1}. \quad (15)$$

На рис. 2, з врахуванням виразів (9), (10), (15) представлена структурна схема одноімпульсного ВР з послідовним приєднанням чутливого елемента кутового прискорення, з якої випливає, що

$$W_{p33}(p) = \frac{W_p(p)}{1 + W_p(p) \cdot W_{33}(p)} \quad (16)$$

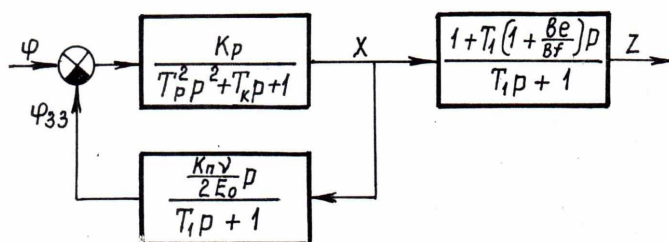


Рис. 2. Структурна схема двохімпульсного регулятора частоти обертання з послідовним приєднанням чутливого елемента кутового прискорення.

З врахуванням (10) і (15) рівняння (16) після нескладних перетворень набуде вигляду:

$$W_{pzz}(p) = \frac{K_p(1+T_1p)}{T_p^2 T_1 p^3 + (T_p^2 + T_K T_1) p^2 + \left(T_1 + T_K + \frac{K_p K_{II} V}{2E_0}\right) p + 1}. \quad (17)$$

Загальна передаточна функція цього приєднання із структурної схеми опишеться виразом:

$$W_{pp}(p) = W_{pzz}(p) \cdot W_1(p), \quad (18)$$

або з врахуванням (9) і (17) і відповідних перетворень:

$$W_{pp}(p) = \frac{K_p \left[1 + T_1 \left(1 + \frac{be}{bf}\right) p\right]}{T_p^2 T_1 p^3 + (T_p^2 + T_K T_1) p^2 + \left(T_K T_1 + \frac{K_p K_{II} V}{2E_0}\right) p + 1}. \quad (19)$$

Таким чином, із виразу (19) випливає, що схемні рішення сучасних одноімпульсних ВР дають можливість шляхом охоплення чутливих елементів частоти обертання місцевим від'ємним зворотним зв'язком і паралельним приєднанням чутливих елементів кутового прискорення перетворювати їх у двохімпульсні регулятори.

Висновки. Системи автоматичного регулювання частоти обертання сучасних тракторних дизелів з одноімпульсними ВР через низькі статичні і динамічні показники регулювання в умовах перемінних навантажень не задовольняють вимог агрегатованих з ними технологічних машин і обладнання. Це понижує на 30% експлуатаційну потужність і на 25% підвищує перевитрату палива, а також погіршує якість виконуваних ними технологічних операцій. Однак технічні конструктивні рішення одноімпульсних ВР дають можливість введенням в закон регулювання додаткового регулюючого імпульсу за кутовим прискоренням удосконалити і створити на їх основі двохімпульсні регулятори без суттєвих змін базових деталей. За отриманими структурною схемою, передаточними функціями і відомими параметрами тракторного дизеля з ВР, а також з врахуванням вимог до САРЧ, використовуючи сучасні методи синтезу, можна визначити параметри чутливого елемента кутового прискорення і зв'язок його із серійним ВР. Застосування двохімпульсних регуляторів покращить точність регулювання частоти обертання, підвищить показники тракторних дизелів в умовах перемінних навантажень їх роботи, а також покращить якість виконуваних технологічних операцій машинно-тракторними агрегатами.

Список використаних джерел

1. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 615 с.
2. Настенко Н.Н., Борошок Л.А., Грунауэр А.М. Регуляторы тракторных и комбайновых двигателей. – М.: Машиностроение, 1965. – 251 с.
3. Багиров Д.Д., Златопольский А.В. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1974. – 220 с.
4. Емельянов А.И., Емельянов В.А., Калинина С.А. Практические расчеты в автоматике. – М.: Машиностроение, 1967. – 316 с.
5. Топчеев Ю.И. Атлас для проектирования систем автоматического регулирования. – М.: Машиностроение, 1989. – 752 с.
6. 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.
7. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. Учебник для вузов. Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 736 с.
8. Бабаков Н.А., Воронов А.А., Воронова А.Г. и др. Теория автоматического управления. Ч. I. Теория линейных систем автоматического управления. Под. ред. А.А. Воронова. Учеб. пособие для вузов. – М.: Высшая школа, 1977. – 303 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. Представлены принципиальная схема и описана работа двухимпульсного регулятора частоты вращения коленчатого вала тракторного дизеля, а также результаты его теоретических исследований.

Ключевые слова: чувствительный элемент углового ускорения, суммирующий рычаг, демпфер, динамическая точность, передаточная функция, отрицательная обратная связь, двухимпульсный регулятор.