

УДК 621-555.6(088.8)

А.М. Божок, доцент ПДАТУ

РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ПРИВОДА ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ

Наведено конструктивну схему і отримано роботу двоконтурної системи автоматичного регулювання частоти обертання землерийної машини з дизельним двигуном внутрішнього згоряння. По першому контуру регулюється частота обертання колінчастого вала дизеля механічним двоімпульсним регулятором, в якого на орган паливоподачі незалежно подається перший регулюючий імпульс за відхиленням частоти обертання і другий – за відхиленням навантаження. Перший імпульс формується штатним механічним всережимним відцентровим регулятором прямої дії, а другий імпульс – механічним вимірювачем навантаження прямої дії, установленим в силовому приводі землерийної машини. По другому контуру регулюється частота обертання привода робочого обладнання автоматичним клинопасовим варіатором, на який подається регулюючий імпульс за відхиленням навантаження, при постійній частоті обертання колінчастого вала дизеля. Регулюючі імпульси, однакові за фізичною природою, зручні в сумуванні, подачі на орган дозування палива і на повзун автоматичного клинопасового варіатора. Розроблено структурну схему, на якій представлено динамічні ланки обох контурів системи регулювання, передаточні функції і зв'язки між ними. Представлено аналітичні вирази частоти обертання колінчастого вала дизеля і привода робочого обладнання залежно від зміни навантаження. Вирази можуть бути використані для дослідження параметрів перехідних процесів двоконтурної системи автоматичного регулювання і доведення їх до значень, при яких буде забезпечуватися робота дизеля на астатичній, а привода робочого обладнання – на „екскаваторній” характеристиці.

***Ключові слова:** дизель, привод, двоконтурна система регулювання, астатична характеристика, автоматичний клинопасовий варіатор, вимірювач навантаження, сільфонна передача, „екскаваторна” характеристика, гідравлічний демпфер, шатун, гідравлічний підсилювач, золотник, півмуфта, двоплечий важіль.*

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Первинними джерелами механічної енергії сучасних землерийних машин малої потужності здебільшого є тракторні дизельні двигуни внутрішнього згоряння (дизелі) [1]. Незважаючи на високу паливну економічність і готовність до пуску, надійність і простоту обслуговування, їх системи автоматичного регулювання частоти (САРЧ) обертання колінчастого вала не задовольняють вимог при роботі на режимах різкоперемінних навантажень [2, 3, 4].

Аналіз останніх спостережень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми. Вибір дизелів для землерийних машин здійснюється за номінальною потужністю і частотою обертання колінчастого вала зі збереженням їх регуляторної характеристики. Проте остання для копаючих механізмів землерийних машин повинна відповідати „екскаваторній” механічній характеристиці [5, 6]. Тому на землерийних машинах середньої і великої потужності встановлюють індикаторний електропривід по системі генератор-двигун з можливістю реалізувати на падаючій гілці механічної характеристики привода робочого обладнання необхідну крутизну при збереженні регуляторної характеристики дизеля. Але це пов'язано з ускладненням конструкції і збільшенням вартості привода. Більш доцільним для тракторних дизелів є формування „екскаваторної” механічної характеристики привода робочого обладнання шляхом автоматичного безступеневого змінювання його частоти обертання залежно від величини діючого навантаження.

Мета дослідження: розробити конструктивну схему і виконати теоретичні дослідження САРЧ обертання привода землерийної машини з механічною „екскаваторною” характеристикою і удосконаленою САРЧ обертання колінчастого вала тракторного дизеля, яка працює за принципами відхилення частоти обертання і навантаження.

Виклад основного матеріалу дослідження. Розроблена принципово нова (патенти України №№ 30371, 51384, 51407 та інш.) САРЧ обертання привода землерийної машини, від транспортного дизеля зі штатною САРЧ обертання колінчастого вала, який працює за принципом відхилення регулюючої частоти обертання з додатковим залученням коригуючого імпульсу, який працює за відхиленням навантаження, об'єднані в перший регулюючий контур. Другий контур регулювання частоти обертання привода робочого обладнання працює за відхиленнями навантаження.

Запропонована САРЧ містить послідовно розміщений в приводі механічний вимірювач навантаження у вигляді муфти з півмуфтою 28 (рис. 1), механізмом 24 для зйому і важіль 22 для передачі імпульсу. Півмуфта 28 шліцами з'єднана з ведучим валом 23 через кульки 29, установлені в пазах шліців. У торець вала 23 загвинчений шток 25 поршня 30 з осьовими отворами 31 гідравлічного демпфера. Від випадання кульки утримуються кришкою 32, притисненою гайкою до торця вала 23.

Півмуфта 28 болтами 33 жорстко з'єднана з півмуфтою 36. Для ущільнення з'єднань штока 26 із взаємодіючими деталями використане гумове кільце 27, установлене в кришці 26. Півмуфта 36 з веденим валом 42 з'єднана через кулькову гвинтову пару 35. На другому кінці півмуфти 36 установлена одна обіймиця упорного підшипника 37, а друга обіймиця – в напрямній 38 пружини 39, протилежний торець якої впирається в сидло 40 з можливістю переміщатися вздовж осі вала 42 за допомогою гайки 51.

Вимірювач навантаження зв'язаний з двома контурами передачі регулюючого імпульсу. Перший контур містить важіль 22, шарнірно з'єднаний з рухомим фланцем 18 вузла приймального сільфона 21, що переміщається в напрямній 20. Порожнина сільфона 21 гідролінією 12 сполучається з порожниною вузла виконавчого сільфона 4, причому гідролінія 12 одним кінцем з'єднується з нерухомим фланцем 19 з осьовим отвором, а другим кінцем – з нерухомим фланцем 6 з радіальним та осьовим отворами. Сільфон 4 другим рухомим фланцем 3 з'єднується з органом паливоподачі 1. Для усунення гістерезису матеріалу стінок сільфона 4 його рухомий фланець 3 впирається в пружину 20. Перший рухомий фланець 5 виконавчого сільфона через тягу 8 і важіль 10 з'єднуються з відцентровим вимірювачем 14 частоти обертання дизеля. Виконавчий сільфон 4 з рухомими фланцями 3, 5 переміщується в напрямній 7 [7, 8].

Коректор регулюючого імпульсу за частотою обертання вимірювача 14 містить призму 9 і регулювальний гвинт 11, зв'язаний з важелем 10. Важіль 10 шарнірно з'єднаний з важелем 16, який утримується пружиною 15.

Необхідний швидкісний режим дизеля установлюється за допомогою механізму настройки 13 шляхом змінювання ступеня затяжки пружини 17.

Другий контур передачі регулюючого імпульсу за навантаженням на автоматичний варіатор містить шарнірно зв'язаний з важелем 22 повзун 34, з'єднаний з одним плечем двоплечого важеля 46, протилежне плече якого зв'язане зі штоком 49 поршня 50 гідроциліндра, а середня точка – зі штоком 47 золотника 48 гідропідсилювача 53. Перепускається робоча рідина в золотник через отвори 43, 44, 45, а в гідроциліндр – через отвори 51, 52.

До вимірювача навантаження послідовно приєднаний утворений із двох механізмів клинопасовий варіатор з вхідним 58, проміжним 69 і вихідним 63 валами. На валу 58 жорстко закріплений конус 59, на валу 69 – конуси 68, 65 і на валу 63 – конус 62, а також розміщені рухомі конуси – 60 на вхідному, спарені конуси 67, 66 на проміжному і на вихідному валу конус 61. Між нерухомими і рухомими конусами установлені клинові паси першого механізму 55 і другого – 64. Рухомі конуси 60 на вхідному і 61 на вихідному валах між собою зв'язані нижнім плечем двоплечого важеля 56, середня точка якого з'єднана з нерухомою опорою 57, а верхнє плече шатуном 54 – зі штоком 49 гідропідсилювача 53.

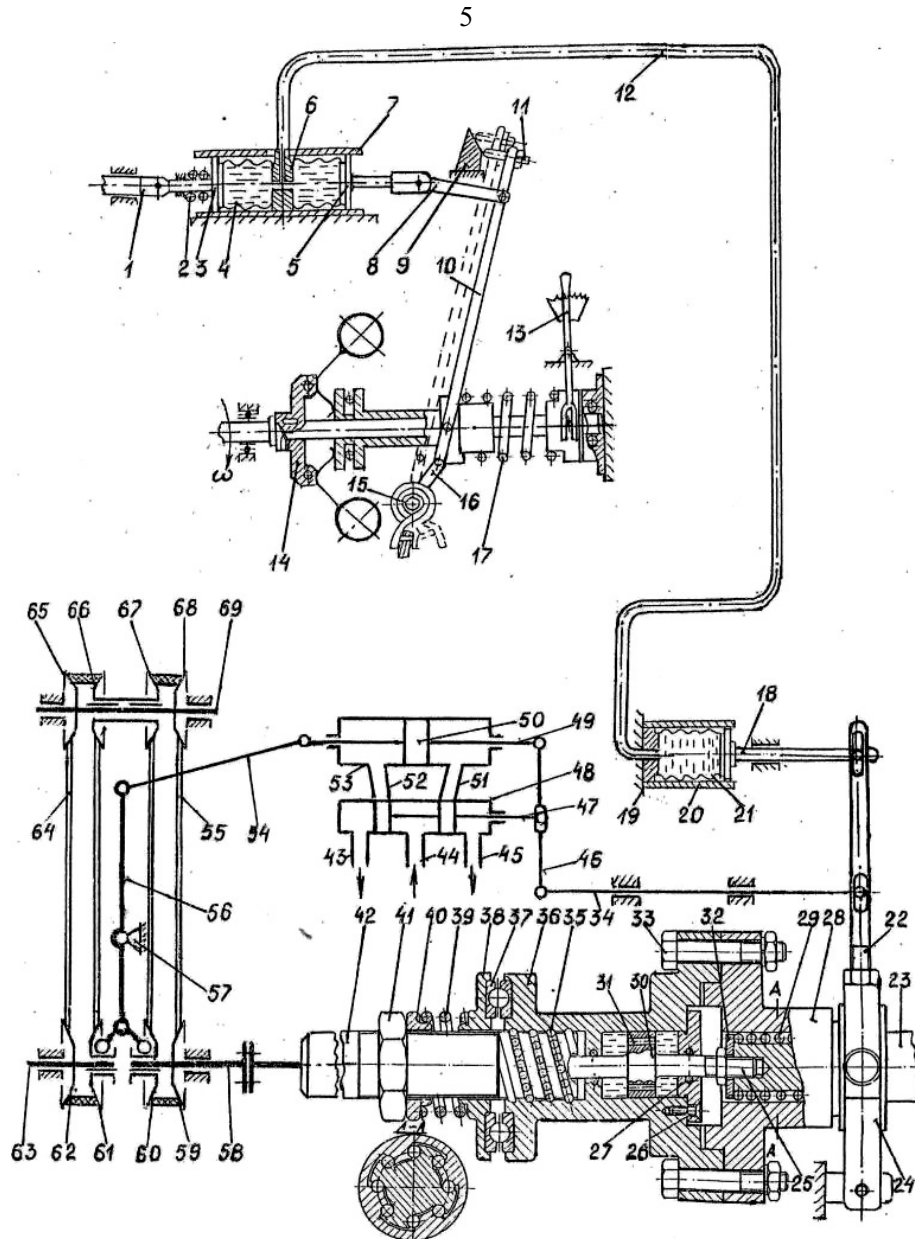


Рис. 1. Конструктивна схема САРЧ обертання привода землерийної машини.

В усталеному швидкісному і навантажувальному режимі крутячий момент дизеля рівний моменту опору копанню ґрунту і з'єднані півмуфти 28, 36, нагвинчені на ведений вал 42 на певний кут, утримуються в такому положенні стисненою пружиною 39, забезпечуючи ведучому 23 і веденому 42 валам однакову частоти обертання. При цьому півмуфти 28, 36 після певного осьового зміщення, пропорційно величині крутячого моменту, перемістилися за собою механізм 24 зйому сигналу і через важіль 22 утримують фланець 18 в положенні, при якому тиск у вузлі приймального сильфона 21, гідролінії 12 і у вузлі виконавчого сильфона 4 такий, що другий рухомий фланець 3 і орган 1 паливоподачі займають положення, що відповідає цикловій подачі заданого усталеного режиму.

Відцентровий вимірювач 44 частоти обертання, зрівноважений пружиною 17, через важіль 10 і фланець 5 буде створювати в сильфоні 4 тиск робочої рідини, що відповідатиме тому ж положенню органа 1 паливоподачі.

Одночасно по другому контуру регулюючий імпульс за навантаженням з механізму 24 через важіль 22, повзун 34, двоплечий важіль 46, шток 47 перекриває канали 43, 45, а поршень 50 гідропідсилувача 53 через шток 49, шатун 54 утримує важіль 56 в положенні певного передаточного відношення варіатора, забезпечуючи вихідному валу 63 привода необхідну

частоту обертання, що відповідає навантаженню „екскаваторної” характеристики робочого обладнання землерийної машини.

У випадку різкого скидання навантаження реактивний момент півмуфти 28, 36 різко зникає і під дією пружини 39 вони з важелем 22 і фланцем 18 перемістяться праворуч, створюючи в сильфоні 21 розрідження, яке гідролінією 12 передається в сильфон 4. У результаті фланець 3 під дією зусилля пружини 2 і жорсткості матеріалу стінок сильфона 4 різко перемістить орган 1 паливоподачі в бік зменшення циклової подачі палива, забезпечуючи незмінною частоти обертання колінчастого вала дизеля. При цьому на орган паливоподачі 1 відцентровий вимірювач 14 із-за інерційного запізнювання вимірювання частоти обертання діяти не буде.

Незалежно від поступання регулюючого імпульсу за навантаженням на орган паливоподачі 1, від важеля 22 через повзун 34 важіль 46 переміщує шток 47, відкриваючи перепускні отвори 43, 45 золотника. Під дією робочої рідини поршень 50 гідропідсилювача 53 через шток 49, шатун 54, верхнє і нижнє плечі важіля 56 перемістить рухомий конус 60 на вхідному і конус 61 на вихідному валах в бік збільшення радіуса охоплення шківів пасом 55 на вхідному валу 58, зменшуючи радіус охоплення шківів пасом 64 на вхідному валу 63, з одночасним переміщенням спарених конусів 66, 67 на проміжному валу 69 в бік зменшення радіуса охоплення шківів пасом 55 і збільшення радіуса охоплення шківів пасом 64, збільшуючи передаточне відношення варіатора і забезпечуючи вихідному валу 63 привода, відповідно до „екскаваторної” характеристики, збільшену частоту обертання при незмінній частоті обертання колінчастого вала дизеля.

При різкому накиданні навантаження реактивний момент на півмуфтах 29, 36 різко з’явиться і, здолавши зусилля пружини 39, вони перемістяться з важелем 22 і фланцем 18 ліворуч, створюючи в сильфоні 21 тиск робочої рідини, який гідролінією 12 передаватиметься в сильфон 4. Від цього фланець 3, долаючи зусилля пружини 20 і жорсткості матеріалу стінок сильфона 4, різко перемістить орган 1 паливоподачі в бік збільшення циклової подачі палива. Частота обертання колінчастого вала дизеля, як і при різкому скиданні навантаження, залишатиметься незмінною і відцентровий вимірювач 14 також на орган 1 діяти не буде.

Паралельно регулюючому імпульсу за навантаженням на орган 1 паливоподачі від важеля 22 через повзун 34, важіль 46 переміщається шток 47, відкриваючи отвори 43, 45 золотника, забезпечуючи поршню 50 підсилювача 53 переміщення в зворотному напрямку на величину, пропорційну зміненому навантаженню. Від дії штока 49 в зворотному напрямку перемістяться всі рухомі деталі варіатора, зменшуючи при цьому радіус охоплення пасом 55 шківів на валу 58 і збільшуючи радіус охоплення пасом 64 шківів на валу 63 з одночасним переміщенням спарених конусів 66, 67 на валу 69 в бік збільшення радіуса охоплення шківів пасом 55 і зменшення радіуса охоплення шківів пасом 64, зменшуючи передаточне відношення варіатора і забезпечуючи вихідному валу 63 привода, відповідно до „екскаваторної” характеристики, зменшену частоту обертання при незмінній заданій частоті обертання колінчастого вала дизеля.

Ступінь затяжки пружини 39 змінюється переміщенням гайки 41 сідла 40, забезпечуючи необхідну чутливість вимірювача навантаження. При повному стисканні пружини 39 вимірювач навантаження буде працювати як з’єднувальна муфта.

Високочастотні коливання півмуфти 28, 36, обумовлені нерівномірним навантаженням, цикловою подачею палива в циліндри дизеля та іншими причинами, будуть гаситися гідравлічним опором робочої рідини, що перетікатиме з однієї порожнини гідравлічного демпфера в другу через отвори 31 в поршні 30.

Структурна схема САРЧ, показаної на рис. 1, представлена на рис. 2. Вона складається зі штатних елементів серійної САРЧ тракторного дизеля, землерийної машини і додатково введених для формування регулюючих імпульсів. САРЧ привода землерийної машини складається з трьох регулюючих контурів і контура дії навантаження. Основний замкнений регулюючий контур серійної САРЧ з передаточними функціями $W_{\partial F}(p)$ і $W_{\partial \phi}(p)$ охоплений від’ємним зворотним зв’язком. Додатково приєднані розімкнені компенсуючий навантаження дизеля з передаточними функціями $W_H(p)$ і $W_C(p)$ і обводний регулюючий контур привода з передаточними функціями $W_{II}(p)$, $W_T(p)$, $W_B(p)$. Розімкнений серійної САРЧ контур дії навантаження з передаточною функцією $W_{\partial F}(p)$.

Зовнішніми збуреннями, діючими на контури, є $F(t)$ – зміна зовнішнього навантаження і $z(t)$ – попередня деформація пружини настройки всережимного відцентрового регулятора серійної САРЧ дизеля.

Регульовані параметри – частота обертання $\varphi(t)$ колінчастого вала дизеля і $\varphi_4(t)$ – привода землерийної машини [3].

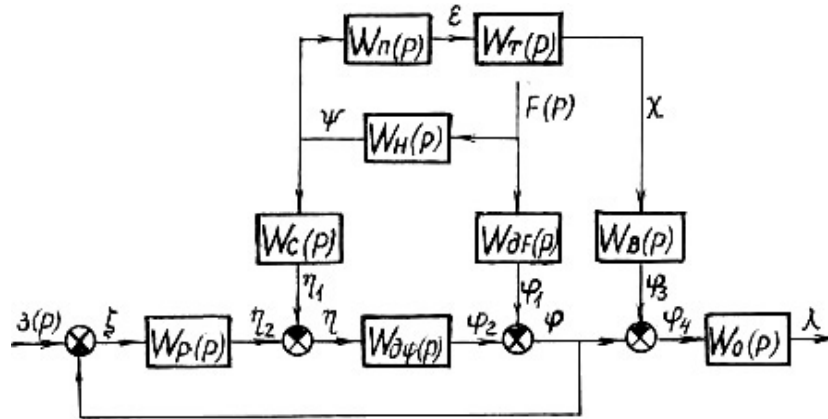


Рис. 2. Структурна схема САРЧ обертання привода землерийної машини:

$W_{\partial F}(p)$ – передаточна функція тракторного дизеля по каналу дії навантаження; $W_{\partial \varphi}(p)$ – передаточна функція тракторного дизеля по каналу дії регулюючих імпульсів і настройки швидкісного режиму дизеля; $W_p(p)$ – передаточна функція всережимного відцентрового регулятора; $W_H(p)$ – передаточна функція механічного вимірювача навантаження; $W_C(p)$ і $W_H(p)$ – передаточні функції механізмів передачі регулюючого імпульсу за навантаженням на орган паливоподачі і на підсилювач; $W_T(p)$ – передаточна функція гідравлічного підсилювача; $W_B(p)$ – передаточна функція варіатора; $W_0(p)$ – передаточна функція робочого обладнання; φ_1, φ_2 і $\varphi(t)$ – частота обертання колінчастого вала відповідно по каналах дії навантаження, компенсації навантаження і загальна; η_1, η_2 і η – переміщення органа паливоподачі по каналах дії регулюючих імпульсів за навантаженням, частотою обертання і результуюче; ζ – вхідна частота обертання відцентрового регулятора; ψ – вихідний регулюючий імпульс із вимірювача навантаження; ϵ – вхідний регулюючий імпульс у гідравлічний підсилювач; χ – вхідний регулюючий імпульс у варіатор; φ_3 і φ_4 – частота обертання варіатора і привода; λ – вихідне переміщення робочого обладнання.

Статичні характеристики САРЧ тракторного дизеля і привода робочого обладнання землерийної машини показані на рис. 3.

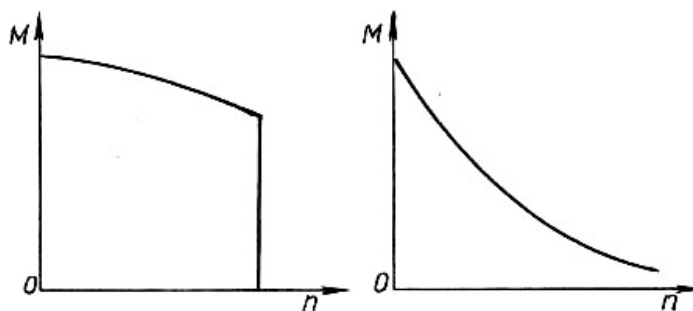


Рис. 3. Механічні характеристики: а) астатична дизеля; б) „екскаваторна” привода; М – крутячий момент; п – частота обертання.

Динаміка САРЧ обертання привода описується диференціальними рівняннями її ланок, складеними з врахуванням конструкції, фізичних властивостей і взаємодії їх між собою. Динамічна рівновага тракторного дизеля з приєднаними до нього вузлами трансмісії і робочого обладнання описується диференціальним рівнянням і має передаточні функції інерційної ланки першого порядку [2, 3] – по каналу дії зовнішнього навантаження

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

регулюючих імпульсів і сигналів керування

$$W_{\partial \varphi}(p) = -\frac{1}{T_{\partial}p + K_{\partial}}, \quad (2)$$

де T_{∂} – постійна часу, що характеризує інерційні властивості тракторного дизеля і зв'язаної через трансмісію з його колінчастим валом робочого обладнання;

K_{∂} – коефіцієнт самовирівнювання тракторного дизеля;

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

Динамічна рівновага всережимного відцентрового регулятора прямої дії описується диференціальним рівнянням і має передаточну функцію інерційної ланки другого порядку [2, 3]

$$W_p(p) = \frac{1}{T_p^2 p^2 + T_{kp}p + \delta_p}, \quad (3)$$

де T_p^2 – постійна часу, що характеризує інерційність рухомих мас відцентрового вимірювача частоти обертання і зв'язаних з ним рухомих деталей;

T_{kp} – постійна часу гідравлічного демпфування вимірювача частоти обертання;

δ_p – місцева ступінь нерівномірності всережимного відцентрового регулятора.

Динамічна рівновага механічного вимірювача навантаження прямої дії описується диференціальним рівнянням і має передаточну функцію динамічної інерційної ланки другого порядку такого вигляду

$$W_H(p) = \frac{K_H}{T_H^2 p^2 + T_{KH}p + 1}, \quad (4)$$

де T_H^2 – постійна часу, що характеризує інерційність механічного вимірювача навантаження і зв'язаних з його півмуфтами гідравлічного демпфера, механізму зйому, механічної і дистанційної сильфонної передачі регулюючого імпульсу на автоматичний варіатор і на орган паливоподачі;

T_{KH} – постійна часу гідравлічного демпфування вимірювача навантаження;

K_H – коефіцієнт підсилення вимірювача навантаження.

Динамічна рівновага автоматичного фрикційного клинопасового варіатора описується диференціальним рівнянням інерційної ланки першого порядку, що має передаточну функцію наступного вигляду

$$W_B(p) = \frac{K_B}{T_B p + 1}, \quad (5)$$

де T_B – постійна часу, що характеризує інерційні властивості варіатора і зв'язаних ним рухомих деталей трансмісії;

K_B – коефіцієнт підсилення варіатора.

Динамічна рівновага робочого обладнання описується диференціальним рівнянням інерційної ланки першого порядку з передаточною функцією такого вигляду:

$$W_0(p) = \frac{K_0}{T_0 p + 1}, \quad (6)$$

де T_0 – постійна часу, що характеризує інерційність робочого обладнання і рухомих деталей його привода;

K_0 – коефіцієнт підсилення робочого обладнання.

Динамічна рівновага механізму сильфонної передачі регулюючого імпульсу за навантаженням на орган паливоподачі описується алгебраїчним рівнянням підсилувальної ланки і має передаточну функцію

$$W_C(p) = K_C, \quad (7)$$

де K_C – коефіцієнт підсилення механізму сильфонної передачі.

Динамічна рівновага механізму передачі і гідравлічного підсилювача регулюючих імпульсів за навантаженням на автоматичний варіатор описуються алгебраїчними рівняннями і мають передаточні функції підсилювальних ланок

$$W_{II}(p) = K_{II}, \quad (8)$$

і

$$W_T(p) = K_T, \quad (9)$$

де K_{II} і K_T – коефіцієнти підсилення відповідно механізму передачі і підсилювача.

Перехідні процеси представленої структурної схеми лінійної САРЧ тракторного дизеля по першому контуру регулювання залежать від двох збуджуючих діянь: першого $F(p)$ від дії зовнішнього навантаження і другого $Z(p)$ – від настроювання швидкісного режиму дизеля. Загальна реакція регульованої частоти обертання на них буде рівна сумі реакції на кожне збурення зокрема [9]

$$\varphi(p) = Z(p)\varphi_1(p) - F(p)\varphi_2(p), \quad (10)$$

де

$$\varphi_1(p) = \frac{1}{(T_p^2 p^2 + T_{кр} p + \delta_p)(T_{\partial\varphi} p + K_{\partial}) + 1}, \quad (11)$$

і

$$\varphi_2(p) = \frac{(T_p^2 p^2 + T_{кр} p + \delta_p)[T_n^2 p + T_{кн} p + (1 + K_n K_c)]}{[(T_p^2 p^2 + T_{кр} p + \delta_p)(T_{\partial} p + K_{\partial}) + 1][T_n^2 p^2 + T_{кн} p + 1]}. \quad (12)$$

Тут $\varphi_2(p)$ містять корені $p_1 \dots p_5$, які є розв'язками наступних рівнянь [10]:

p_1, p_2, p_3 – корені кубічного рівняння

$$(T_p^2 p^2 + T_{кр} p + \delta_p)(T_{\partial\varphi} p + K_{\partial}) + 1 = 0, \quad (13)$$

а

$$p_4 \text{ і } p_5 = \frac{-T_{кн} \pm \sqrt{T_{кн}^2 - 4T_n^2}}{2T_n^2}. \quad (14)$$

З врахуванням (13) і (14) вирази (11) і (12) набудуть такого виразу:

$$\varphi_1(p) = \frac{1}{T_p^2 T_{\partial} (p - p_1)(p - p_2)(p - p_3)}, \quad (15)$$

і

$$\varphi_2(p) = \frac{(T_p^2 p^2 + T_{кр} p + \delta_p)[T_n^2 p + T_{кн} p + (1 + K_n K_c)]}{(p - p_1)(p - p_2)(p - p_3)(p - p_4)(p - p_5)}. \quad (16)$$

Здійснивши перехід до оригіналів, регульована частота обертання тракторного дизеля в перехідному процесі САРЧ при дії ступінчастого настроювання $Z(t) = Z_0$ і стабільній $F(t)$ опишеться наступним виразом:

$$\varphi_1(t) = Z_0 \left(\beta_1 \frac{1 - e^{p_1 t}}{p_1} + \beta_2 \frac{1 - e^{p_2 t}}{p_2} + \beta_3 \frac{1 - e^{p_3 t}}{p_3} \right), \quad (17)$$

а при дії $F(t) = F_0$ і незмінній $Z(t)$

$$\varphi_2(t) = F_0 \left(\lambda_1 \frac{1 - e^{p_1 t}}{p_1} + \lambda_2 \frac{1 - e^{p_2 t}}{p_2} + \lambda_3 \frac{1 - e^{p_3 t}}{p_3} + \lambda_4 \frac{1 - e^{p_4 t}}{p_4} + \lambda_4 \frac{1 - e^{p_4 t}}{p_4} \right). \quad (18)$$

Тут для спрощення записів використані наступні позначення:

$$\beta_i = \frac{1}{T_p^2 T_{\partial}} \cdot \frac{1}{\prod_{\substack{j=1, \\ j \neq i}}^3 (p_i - p_j)} \quad (19)$$

$$\alpha_{i \quad i=1;2;3;4;5} = \frac{1}{T_p^2 T_\delta T_H^2} \cdot \frac{(T_p^2 p_i^2 + T_{kp} p_i + \delta_p) [T_H^2 p_i^2 + T_{KM} p_i + (1 + K_H K_C)]}{\prod_{\substack{j=1, \\ j \neq i}}^5 (p_i - p_j)} \quad (20)$$

Перехідні процеси САРЧ обертання робочого обладнання, відповідно до структурної схеми, залежать від дії зовнішнього навантаження $F(p)$ і при незмінній настройці швидкісного режиму дизеля $z(p) = 0$ реакція регульованої частоти обертання на нього буде [9]

$$\varphi_4(p) = \frac{(T_p^2 p^2 + T_{kp} p + \delta_p) [T_H^2 p^2 + T_{KH} p + (1 + K_H K_C)]}{T_p^2 T_\delta T_H^2 (p-p_1)(p-p_2)(p-p_3)(p-p_4)(p-p_5)} \cdot \frac{K_H K_{II} K_T K_B}{T_H^2 (p-p_4)(p-p_5) - T_B \left[p - \left(-\frac{1}{T_B} \right) \right]} \quad (21)$$

Після здійснення переходу до оригіналів регулювання частоти обертання привода в перехідному процесі САРЧ при дії $F(t)$ і незмінній $z(t)$ матиме вигляд:

$$\varphi_4(t) = F_0 \left(\gamma_1 \frac{1-e^{p_1 t}}{p_1} + \gamma_2 \frac{1-e^{p_2 t}}{p_2} + \gamma_3 \frac{1-e^{p_3 t}}{p_3} + (\gamma_4^{(1)} + \gamma_4^{(2)}) \frac{1-e^{p_4 t}}{p_4} + (\gamma_5^{(1)} + \gamma_5^{(2)}) \frac{1-e^{p_5 t}}{p_5} + \gamma_B \frac{1-e^{-\frac{t}{T_B}}}{-\frac{1}{T_B}} \right), \quad (22)$$

де використані позначення:

$$\gamma_i^{(1)} = \frac{1}{T_p^2 T_\delta T_H^2} \cdot \frac{(T_p^2 p_i^2 + T_{kp} p_i + \delta_p) [T_H^2 p_i^2 + T_{KH} p_i + (1 + K_H K_C)]}{\prod_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^5 (p_i - p_j)}, \quad (23)$$

$$\gamma_i^{(2)} = \frac{K_H K_{II} K_T K_B}{T_H^2 T_B} \cdot \frac{1}{\prod_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^2 (p_i - p_j)}; \quad (24)$$

$$\gamma_B = \frac{K_H K_{II} K_T K_B}{T_H^2 T_B} \cdot \frac{1}{\frac{1}{T_B} + p_5}. \quad (25)$$

Таким чином, в запропонованій САРЧ обертання привода землерийної машини з двома незалежно діючими регулюючими контурами шляхом установки в силову трансмісію вимірювача навантаження і автоматичного варіатора створюється можливість перетворити статичну регуляторну характеристику дизеля на астатичну, а в приводі реалізувати „екскаваторну” характеристику робочого обладнання. При дослідженнях перехідних процесів частоти обертання за отриманими виразами (17), (18), (22) оптимальні параметри штатних динамічних ланок САРЧ тракторного дизеля, що характеризують інерційні і демпфуючі їх властивості, повинні фіксуватися, а параметри залучених ланок змінюватися.

Статичні показники перехідних процесів системи можна покращити варіюванням вільних членів контурів, в яких формується і з випередженням подається на орган паливоподачі дизеля регулюючий імпульс за навантаженням і незалежно на виконавчий механізм автоматичного варіатора. У першому випадку за рахунок недокомпенсації, повної компенсації і перекомпенсації цикловою подачею палива в САРЧ дизеля можна одержувати будь-який нахил регуляторної гілки його швидкісної характеристики,

а у другому випадку – нахил „екскаваторної” характеристики привода. При цьому для безступеневого змінювання нахилів в контурах необхідно встановлювати відповідні механізми настройки.

Покращення динамічних показників САРЧ можливе шляхом перебору значень постійних часу додатково залучених динамічних ланок. При цьому для усунення автоколивань перехідного процесу необхідно збільшувати постійну часу при першій похідній вимірювача навантаження. Максимальні відхилення частоти обертання і тривалість перехідного процесу можна зменшувати за рахунок тільки додаткових диференціаторів, послідовно установлених в контури САРЧ.

Для аналізу, оцінки стійкості та одержання оптимальних параметрів якості роботи запропонованої САРЧ тракторного дизеля і привода робочого обладнання землерийної машини необхідно розв'язати рівняння (17), (18), (22) при різних, найбільш характерних навантаженнях їх експлуатації. Розв'язання їх можливе шляхом використання чисельних методів із залученням ЕОМ.

Висновки. Розроблена конструктивна і для теоретичних досліджень структурна схеми САРЧ тракторного дизеля і привода робочого обладнання землерийної машини прямої дії для дизеля і непрямої – для привода, утворені шляхом приєднання додаткових контурів у вигляді окремих приставок, з механічним вимірювачем навантаження і автоматичним варіатором, послідовно установленими в силовий привод, сформовані регулюючі імпульси за навантаженням однакові за фізичною природою із регулюючим імпульсом за частотою обертання і керування варіатором, що дає можливість без допоміжних перетворювачів сумувати їх і подавати на орган дозування паливоподачі, а з підсиленням – на виконавчий механізм варіатора. Для підсилення сигналів необхідно використовувати серійні гідравлічні підсилювачі. Запропонована методика, яка використана в теоретичних дослідженнях САРЧ тракторного дизеля і привода робочого обладнання землерийної машини, може бути застосована для дослідження приводів інших споживачів енергії, які працюють з тракторними дизелями. Використання рекомендацій дозволить за допомогою ЕОМ досягти оптимізації перехідних процесів в САРЧ привода землерийних машин.

Список використаних джерел

1. Миронюк С.К. Землерийні машини. – К.: Урожай, 1972. – 372 с.
2. Настенко Н.Н., Борошок Л.А., Грунауэр А.М. Регуляторы тракторных и комбайновых двигателей. – М.: Машиностроение, 1965. – 251 с.
3. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания, 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 615 с.
4. Багиров Д.Д., Златопольский А.В. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1974. – 220 с.
5. Волков Д.П., Каминская Д.А. Динамика электромеханических систем экскаваторов. – М.: Машиностроение, 1971. – 384 с.
6. Домбровский Н.Г. Экскаваторы. – М.: Машиностроение, 1969. – 318 с.
7. Емельянов А.И., Емельянов В.А., Калинина С.А. Практические расчеты в автоматике. – М.: Машиностроение, 1967. – 316 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. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория автоматического регулирования. – М.: Наука, 1975. – 768 с.
10. Г. Корн, Т. Корн. Справочник по математике / для научных работников /. – М.: Наука, 1970. – 720 с.

Аннотация. Представлено конструктивную схему и описано работу двухконтурной системы автоматического регулирования частоты вращения землеройной машины с дизельным двигателем внутреннего сгорания. По первому контуру регулируется частота вращения коленвала дизеля механическим двухимпульсным регулятором, в котором на орган топливоподачи независимо подается первый регулирующий импульс по отклонению частоты вращения и второй – по отклонению нагрузки. Первый импульс формируется штатным механическим всережимным центробежным регулятором прямого действия, а второй импульс – механическим измерителем прямого действия, установленном в силовом приводе землеройной машины. По второму контуру регулируется частота вращения привода рабочего оборудования

автоматическим клиноремным вариатором, на который подается регулирующий импульс по отклонению нагрузки при постоянной частоте вращения коленвала дизеля. Регулирующие импульсы, одинаковые по физической природе, удобны в суммировании, подаче на орган дозирования топлива и на ползун автоматического клиноремного вариатора. Разработано структурную схему, на которой представлено динамические звенья обеих контуров системы регулирования, их передаточные функции и связи между ними. Представлено аналитические выражения частоты вращения коленвала дизеля и привода рабочего оборудования в зависимости от изменения нагрузки. Выражения могут быть использованы для исследования параметров переходных процессов двухконтурной системы автоматического регулирования и доведения их до значений, при которых обеспечится работа дизеля на астатической, а привода рабочего оборудования – на „экскаваторной” характеристике.

Ключевые слова: дизель, привод, двухконтурная система регулирования, астатическая характеристика, автоматический клиноремный вариатор, измеритель нагрузки, сильфонная передача, „экскаваторная” характеристика, гидравлический демпфер, шатун, гидравлический усилитель, золотник, полумуфта, двухплечий рычаг.

Summary. A construction diagram is presented and work of two-planimetric system of automatic rotation frequency control of a diesel internal combustion engine earth-moving machine is introduced. Under the first contour a crankshaft rotation frequency of a diesel engine is adjusted by a mechanical two-pulse regulator when a fuel supply element gets independently the first regulating impulse on rotation frequency deflection, and the second one is on loading deflection. The first impulse is formed by a regular mechanical edged centrifugal direct regulator, and the other one is by a mechanical direct measuring instrument installed in a power drive of an earth-mover. On other contour drive rotation frequency of operating equipment is adjusted by an automatic V-belt variable-speed drive which gets the adjustable impulse on a loading deflection moves at a constant engine crankshaft rotation frequency. Impulse adjusters, identical by their physical nature, are convenient to sum up, feed the fuel dispensing element and the slider of automatic V-belt variable-speed drive. A block diagramme is elaborated where dynamic links of both regulation system contours, their transfer functions and constraints between them are presented. Analytical expressions of a diesel engine crankshaft rotation frequency and an operating equipment drive depending on loading change are submitted. Expressions can be used to study transient characteristics of two-planimetric automatic control system and their reducing to levels when diesel engine works on astatic and the operating equipment drive on „excavating” characteristics.

Keywords: a diesel engine, a drive, two-planimetric regulating system, astatic characteristic, automatic, V-belt variable-speed drive, a loading measure instrument, bellows transfer, „excavating” characteristic, a hydraulic buffer, a rod, a hydraulic amplifier, a valve spindle, a semislevee, a two-humeral lever.

УДК 621.525 (088.8)

В.Ф. Понеділок, А.М. Божок, доценти ПДАТУ

РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ ІНТЕГРО-ДИФЕРЕНЦІАТОРА СИГНАЛІВ СИСТЕМ ПНЕВМОАВТОМАТИКИ

Наведено схему та описано роботу принципово нового інтегро-диференціатора пневматичного типу систем автоматичного регулювання і керування, а також його теоретичні дослідження. Установлено, що запропонований інтегро-диференціатор за своїми властивостями може бути інтегруючою, диференціюючою або інерційною ланкою першого порядку.

Ключові слова: підсумовуючий важіль, діафрагма, інтегро-диференціатор, перехідний процес, дросель, пружина, пневматична камера, передаточна функція, постійна часу, коефіцієнт підсилення.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Дистанційні пневматичні системи автоматичного регулювання (САР)