

УДК 621-555.6(088.8)

А.М. Божок, доцент ПДАТУ

## КОМБІНОВАНА СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ДИЗЕЛЯ ЕЛЕКТРОАГРЕГАТА

Наведено конструктивну схему і описано роботу комбінованої системи автоматичного регулювання частоти обертання електроагрегата з приводом від тракторного дизельного двигуна внутрішнього згорання, а також її теоретичні дослідження. Представлено аналітичні вирази для визначення значень корегуючих динамічних ланок, які забезпечують підвищені статичні і динамічні показники перехідних процесів комбінованої системи.

**Ключові слова:** дизель, електроагрегат, вимірювач частоти обертання, вимірювач навантаження, блок приймання, диференціювання і сумування регулюючих імпульсів, гідравлічний демпфер, замкнена сільфонна передача, півмуфта.

**Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.** Тракторні дизельні двигуни внутрішнього згорання (дизелі) є універсальними джерелами первинної енергії. Однак використання їх для привода генераторів змінного струму стаціонарних і пересувних електроагрегатів та електростанцій, дорожніх, будівельних, а також інших за призначенням машин різних галузей народного господарства пред'являє до систем автоматичного регулювання частоти (САРЧ) обертання їх колінчастого вала різні вимоги. Останні продиктовані з одного боку необхідністю реалізації закладених в дизелі вихідних техніко-економічних показників, а з другого – забезпечення максимальної виробності і якості виконання технологічних операцій приводимих ними машин і агрегатів. Тому при збереженні конструкції базових систем і механізмів моделей серійних дизелів установка їх для приводу різних за призначенням споживачів енергії вимагає розробки принципово нових або удосконалення серійних САРЧ [1-4].

**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 тракторних дизелів, які залежно від характеру зовнішнього навантаження не завжди за своїми перехідними процесами задовольняють вимогам споживачів. Із відомих найбільш ефективними є САРЧ з комбінованим принципом регулювання [2, 3], в якому регулюючий імпульс подається на рейку паливного насоса високого тиску (ПНВТ), одночасно сформований за сигналами відхилення частоти обертання і зовнішнього навантаження. При цьому реалізація даного принципу регулювання залежить від конструкції вимірювача навантаження, які для кожного споживача можуть бути різними. Найбільш виправданими вимірювачами є переобладнані вузли і механізми, які органічно входять в конструкцію силового привода машин і агрегатів, виконуючи функції, крім свого основного призначення, вимірювання навантаження та гасіння поштовхів і ударів, викликаних перемінним опором робочого обладнання. Для дизель-електроагрегатів з однаковими частотами обертання колінчастого вала і ротора найбільш доцільним є вмонтована між ними моментна муфта. Відома комбінована САРЧ (А.с. СРСР № 378816), найбільш близька до запропонованої за технічною суттю, містить базову САРЧ, що працює за принципом відхилення частоти обертання, і додатково приєднаний в силовий привод ротаційний пружинний вимірювач крутячого моменту з перетворювачем його в лінійне переміщення з подальшим сумуванням із регулюючим імпульсом за частотою обертання і подачею результуючого імпульсу на рейку ПНВТ. Однак недоліком відомої САРЧ є низькі динамічні показники, спричинені насиченням регулюючого за навантаженням і результуючого імпульсу високочастотними коливаннями, викликаними відсутністю демпфера, а також наявними в силовому приводі поштовхів і ударів через нерівномірне навантаження, циклову подачу палива, нелінійності, пов'язані з передачею і сумуванням регулюючих імпульсів через гвинтову зубчасто-рейкову передачу. Крім цього, у відомій САРЧ на рейку ПНВТ подаються тільки регулюючі імпульси за відхиленням частоти обертання і навантаження, що забезпечує високі статичні при незначних покращеннях їх динамічних показників.

**Мета дослідження:** розробити конструктивну схему і виконати теоретичні дослідження комбінованої САРЧ обертання колінчастого вала тракторного дизеля із введеними в закон регулювання додатковими регулюючими імпульсами, пропорційними швидкості відхилення частоти обертання і навантаження, сформованими їх штатними вимірниками, а також блоком приймання, диференціювання, сумування і подачі результуючого регулюючого імпульсу на рейку ПНВТ.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Розроблена принципово нова конструктивна схема комбінованої САРЧ обертання колінчастого вала тракторного дизеля для привода електроагрегата в складі штатної САРЧ, працюючої за принципом відхилення регулюючої частоти обертання, переобладнаного силового привода, працюючого за принципом відхилення зовнішнього навантаження, кінематично зв'язаних замкненими сильфонними передачами з блоком приймання, диференціювання, сумування і передачі результуючого імпульсу на рейку ПНВТ.

При рівності крутячого моменту дизеля і моменту опору споживачів електроенергії приводного генератора, що відповідає усталеному швидкісному і навантажувальному режиму їх роботи, жорстко зв'язані півмуфти 7, 19 (рис. 1), нагвинчені на ведений вал 1 на певний кут, утримуються в такому положенні стисненою пружиною 4, забезпечуючи ведучому 17 і веденому 1 валам однакову частоту обертання. При цьому півмуфти 7, 19 в результаті осьового зміщення, пропорційного величині крутячого моменту, перемістилися за собою механізм 16 зйому сигналу і через важіль 18 утримують фланець 21 в положенні, при якому тиск у вузлі приймального сильфона 24, гідролінії 26 і у порожнинах «а», «в», «с» блока 39 такий, що відповідає цикловій подачі палива у циліндри дизеля заданого усталеного режиму. Паралельно з цим відцентровий вимірник 60 частоти обертання, зрівноважений пружиною 57 через важіль 55, тягу 52 і фланець 51, буде створювати в сильфоні 50, гідролінії 46 і у порожнинах «а», «в», «с» блока 39 тиск робочої рідини, що відповідає тому ж положенню рейки ПНВТ.

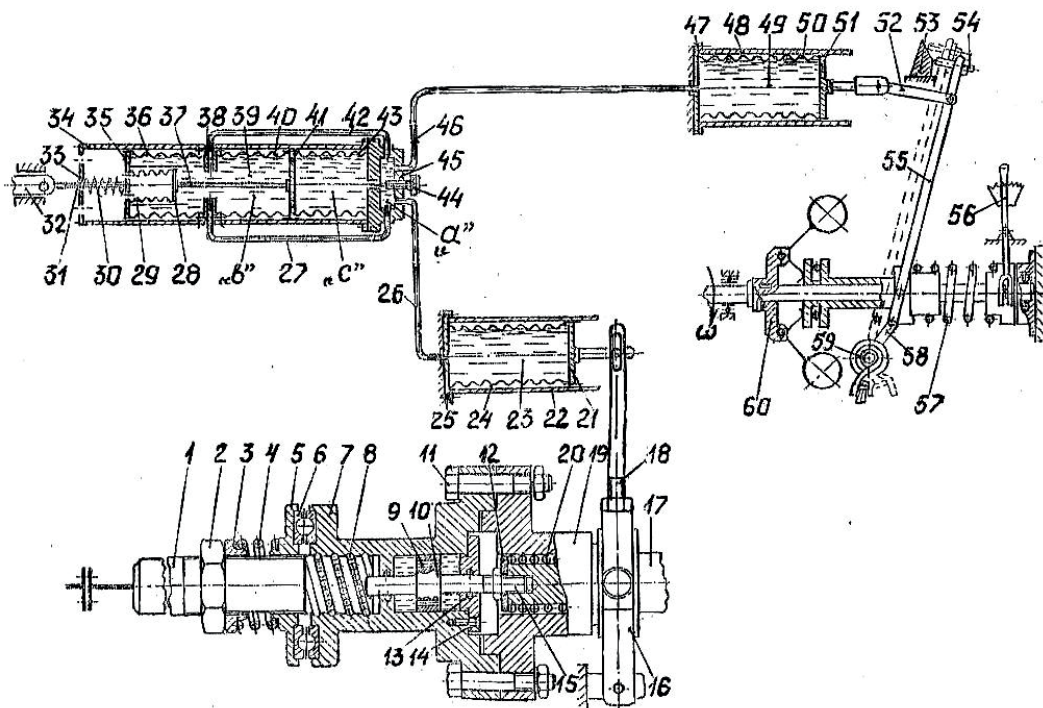


Рис. 1. Конструктивна схема комбінованої САРЧ обертання дизеля електроагрегата:

- 1 – ведений вал; 2 – гайка; 3 – сідло; 4, 30, 57, 59 – пружини; 5, 22, 34, 48 – напрямні; 6 – упорний підшипник; 7, 19 – півмуфти; 8 – шарикова гвинтова пара; 9 – отвори; 10 – поршень; 11 – болт; 12, 14 – кришки; 13 – кільце; 15 – шток; 16 – механізм зйому імпульсів за навантаженням; 17 – вал ведучий; 18, 55, 58 – важелі; 20 – шарики; 21, 28, 35, 41, 51 – фланці рухомі; 23, 49 – замкнені сильфонні передачі; 24, 50 – вузли приймання вхідних сигналів; 25, 33, 38, 45, 47 – фланці нерухомі; 26, 27, 42, 46 – гідролінії; 29, 36, 40, 43 – сильфони; 31, 37, 52 – тяги; 32 – рейка паливного насоса; 39 – блок приймання, диференціювання, підсумовування і подачі регулюючих імпульсів; 44 – дросель; 53 – призма коректора; 54 – гвинт регулювальний коректора; 56 – механізм настройки швидкісного режиму; 60 – вимірник частоти обертання.

У випадку різкого скидання навантаження на дизель і різкого зникання реактивного моменту півмуфти 7, 19 під дією пружини 4 разом з важелем 18 і фланцем 21 різко перемістяться вправо, створюючи в гідролінії 26 і порожнині «а» блока 39 розрідження, це з одного боку.

З другого боку, різке зменшення навантаження через інерційність вимірювача частоти обертання і особливості подачі палива в циліндри дизеля, його частота обертання на початку перехідного процесу різко зростатиме. Від цього різко збільшиться частота обертання і відцентрова сила вимірювача 60 частоти обертання, який, долаючи зусилля опору пружини 57, через важіль 55 і тягу 52 перемістить фланець 51 вправо, різко створить розрідження у сильфоні 50, гідролінії 46 і в порожнині «а» блока 39. При цьому загальне розрідження у порожнині «а», викликане різким зменшенням навантаження і початковим збільшенням частоти обертання, різко збільшиться. Але через наявність дроселя від дії загального розрідження у порожнині «с» буде наростати повільніше, ніж у порожнині «в». У результаті рухомий фланець 41 переміститься вліво і перемістить за собою фланець 28 сильфона 29, створюючи тим самим ще додатковий приріст розрідження робочої рідини в сильфонах 36, 40. При цьому рейка 32 ПНВТ, зв'язана вихідною тягою 31 з фланцем 35, під дією пружини 30 одержить додаткові переміщення, спричинені одночасною дією чотирьох регулюючих імпульсів, викликаних: першого – зменшенням навантаження на дизель; другого – швидкістю (першою похідною) зменшення навантаження; третього – збільшенням на початку перехідного процесу частоти обертання; четвертого – швидкістю (першою похідною) збільшення частоти обертання.

Таким чином, одночасна дія на рейку ПНВТ чотирьох регулюючих імпульсів підвищить швидкодію її переміщення в бік зменшення циклової подачі палива, направленої на компенсацію відхилення навантаження і частоти обертання дизеля. У міру стабілізації навантаження частоти обертання і вирівнювання розрідження в порожнинах «а», «в», «с» складові регулюючих імпульсів, пропорційні першим похідним від змінювання навантаження і частоти обертання, зникнуть і в кінці перехідного процесу рейка ПНВТ буде утримуватися тільки під дією регулюючих імпульсів, пропорційних установленим навантаженню і частоті обертання дизеля.

При різкому накиданні навантаження на дизель, реактивний момент півмуфт 7, 19 різко наросте і, здолавши зусилля опору пружини 4, вони перемістяться з важелем 18 і фланцем 21 вліво, створюючи в сильфоні вузла 23 тиск робочої рідини, який гідролінією 26 передаватиметься в порожнину «а» блока 39. Різке зростання навантаження, через інерційність вимірювача 60 частоти обертання і особливості подачі палива в циліндри дизеля, спричинить на початку перехідного процесу різке зменшення частоти обертання дизеля, її вимірювача і його відцентрову силу. Пружина 57, долаючи опір відцентрового зусилля вимірювача 60, через важіль 55 і тягу 52 перемістить фланець 51 вліво, різко підвищуючи на початку перехідного процесу тиск у сильфоні вузла 50 приймання вхідних сигналів, гідролінії 46 і в порожнині «а» блока 39. Але через наявність дроселя 44 тиск у порожнині «с» буде наростати повільніше, ніж у порожнині «в». У результаті рухомий фланець 41 переміститься вправо і за собою перемістить фланець 28 сильфона 29, створюючи тим самим ще додатковий приріст тиску робочої рідини в сильфонах 36, 40. Різке зростання тиску різко перемістить вліво фланець 35, який, долаючи зусилля опору пружини 30 через вихідну тягу 31, різко перемістить рейку 32 ПНВТ на величину, пропорційну також дії чотирьох регулюючих імпульсів, викликаних змінюванням навантаження, частоти обертання і першою похідною від їх змінювання.

Отже, як при зменшенні, так і при різкому збільшенні навантаження одночасна дія на рейку ПНВТ в перехідних процесах чотирьох регулюючих імпульсів підвищить швидкодію її переміщення в бік змінювання циклової подачі палива, направленої на компенсацію відхилення навантаження і частоти обертання дизеля. В обох випадках після стабілізації навантаження частоти обертання і вирівнювання тисків в порожнинах блока 39, складові регулюючих імпульсів, пропорційні першим похідним від змінювання навантаження, і частоти обертання, зникнуть і на рейку 32 ПНВТ в усталеному режимі будуть діяти регулюючі імпульси, пропорційні установленим навантаженню і частоті обертання дизеля.

Гасіння високочастотних коливань, викликаних нерівномірністю опору споживачів енергії електроагрегата, цикловою подачею палива в дизель та іншими причинами, півмуфт 7, 19 при їх

осьовому переміщенні буде здійснюватися гідравлічним опором робочої рідини, при перетіканні її з однієї штокової порожнини гідравлічного демпфера в другу через отвори 9 в його поршні 10.

Для визначення параметрів динамічних ланок корегуючих регулюючих імпульсів компенсації відхилення частоти обертання дизеля розроблена структурна схема комбінованої САРЧ. Вона включає штатні елементи серійної САРЧ (рис. 2) тракторного дизеля в агрегаті з електрогенератором і додатково введені контури для формування корегуючих імпульсів. Комбінована САРЧ утворена двома регулюючими контурами і контуром дії навантаження. Основний замкнений регулюючий контур серійної САРЧ з передаточними функціями  $W_{\Gamma}(p)$ ,  $W_p(p)$ ,  $W_{\kappa f}(p)$  і  $W_{\sigma}(p)$  охоплений від'ємним зворотним зв'язком і розімкнений контур дії навантаження з передаточною функцією  $W_{\Gamma F}(p)$ . Додатково приєднаний розімкнений компенсуючий навантаження дизеля контур з передаточними функціями  $W_B(p)$ ,  $W_{\kappa y}(p)$  і  $W_{\sigma y}(p)$ .

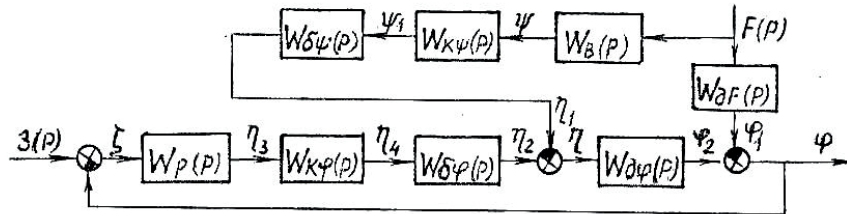


Рис. 2. Структурна схема комбінованої САРЧ:

$W_{\Gamma F}(p)$  – передаточна функція тракторного дизеля по каналу дії зовнішнього навантаження;  $W_{\Gamma}(p)$  – передаточна функція тракторного дизеля по каналу дії регулюючих імпульсів і настройки швидкісного режиму дизеля;  $W_p(p)$  – передаточна функція всережимного відцентрового регулятора;  $W_{\kappa f}(p)$  – передаточна функція підсилюючої ланки в контурі передачі регулюючого імпульсу за частотою обертання;  $W_{\sigma}(p)$  – передаточна функція блока диференціювання в контурі регулюючого імпульсу за частотою обертання;  $W_B(p)$  – передаточна функція механічного вимірювача навантаження;  $W_{\kappa y}(p)$  – передаточна функція підсилюючої ланки в контурі регулюючого імпульсу за навантаженням;  $W_{\sigma y}(p)$  – передаточна функція блока диференціювання в контурі регулюючого імпульсу за навантаженням;  $f_1$ ,  $f_2$  і  $f(t)$  – частоти обертання колінчастого вала відповідно по контурах дії навантаження, компенсації навантаження і загальна;  $h_1$ ,  $h_2$  і  $h$  – переміщення рейки ПНВТ по контурах дії регулюючих імпульсів за навантаженням, частотою обертання і регулююче;  $\zeta$  – вхідна частоти обертання відцентрового регулятора;  $h_3$  і  $h_4$  – вихідний регулюючий імпульс з відцентрового регулятора і підсилюючої ланки;  $\psi_1$  і  $\psi_2$  – вихідний регулюючий імпульс із вимірювача навантаження і підсилюючої ланки в контурі регулюючого імпульсу за навантаженням.

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

Регульованим параметром є частоти обертання  $f(t)$  колінчастого вала [4].

Динаміка комбінованої САРЧ обертання дизеля електроагрегата описується диференціальними рівняннями її ланок, складеними з врахуванням конструкції, фізичних властивостей і взаємодії їх між собою. Динамічна рівновага тракторного дизеля, з'єданого через силовий привод його колінчастого вала з ротором генератора електроагрегата, описується диференціальним рівнянням і має передаточні функції інерційної ланки першого порядку [1-3] – по каналу дії зовнішнього навантаження

$$W_{\Gamma F}(p) = \frac{1}{T_0 p + \kappa_0}, \quad (1)$$

регулюючих імпульсів, сигналів настройки і керування

$$W_{\Gamma}(p) = \frac{1}{T_0 p + \kappa_0}, \quad (2)$$

де  $T_0$  – постійна часу, що характеризує інерційні властивості тракторного дизеля і зв'язаного через привод з його колінчастим валом ротора генератора електроагрегата;

$\kappa_{\square}$  – коефіцієнт самовирівнювання тракторного дизеля в агрегаті з електрогенератором;

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

Штатний всережимний відцентровий регулятор прямої дії в динаміці описується диференціальним рівнянням і має передаточну функцію інерційної ланки другого порядку наступного вигляду [1, 23]

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

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

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

$d_p$  – місцева ступінь нерівномірності всережимного відцентрового регулятора.

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

$$W_B(p) = \frac{1}{T_B^2 p^2 + T_{KB} p + d_B}, \quad (4)$$

де  $T_B^2$  – постійна часу, що характеризує інерційність механічного вимірювача навантаження і зв'язаних з його півмуфтами деталей гідравлічного демпфера, механізму зйому і гідромеханічної дистанційної сильфонної передачі регулюючого імпульсу на рейку ПНВТ;

$T_{KB}$  – постійна часу гідравлічного демпфування вимірювача навантаження;

$d_B$  – місцева ступінь нерівномірності вимірювача навантаження.

Динамічна рівновага механізму передачі регулюючого імпульсу в контурі відхилення частоти обертання описується алгебраїчним рівнянням підсилювальної ланки і має передаточну функцію

$$W_{kf}(p) = K_f, \quad (5)$$

де  $K_f$  – коефіцієнт підсилення механізму передачі.

Динамічна рівновага механізму передачі регулюючого імпульсу в контурі відхилення навантаження описується алгебраїчним рівнянням підсилювальної ланки з передаточною функцією

$$W_{ky}(p) = K_y, \quad (6)$$

де  $K_y$  – коефіцієнт підсилення механізму передачі.

Динамічна рівновага блока приймання, диференціювання і сумування регулюючих імпульсів за відхиленням частоти обертання і навантаження, а також передачі результуючого сигналу на рейку ПНВТ описується диференціальним рівнянням інтегро-диференціюючої ланки з передаточною функцією наступного вигляду:

$$W_{df}(p) = W_{dy}(p) = K \frac{T_2 p + 1}{T_1 p + 1}, \quad (6)$$

де  $K = K_1 + K_2$  – загальний коефіцієнт підсилення інтегро-диференціюючої ланки;

$K_1$  – коефіцієнт підсилення аперіодичної динамічної ланки;

$K_2$  – коефіцієнт підсилення підсилювальної ланки;

$T_1 = \frac{n}{C}$  – постійна часу аперіодичної ланки, що характеризує її демпфуючі властивості;

$n$  – коефіцієнт гідравлічного демпфування блока;

$C$  – приведена жорсткість пружини і сильфонів блока;

$T_2 = \frac{K_2 T_1}{K_1 + K_2}$  – постійна часу, що характеризує інтегро-диференціюючі властивості блока.

Скориставшись структурною схемою, знаходимо передаточну схему комбінованої САРЧ обертання дизеля [5, 7, 9]:

$$W(p) = \frac{f(p)}{F(p)} = \square \frac{W_{\square f}(p) + W_B(p) \times W_{ky}(p) \times W_{dy}(p) \times W_p(p) + W_{ky}(p) \times W_{dy}(p) \times W_B(p)}{1 + W_{\square f}(p) \times W_p(p) \times W_{kf}(p) \times W_{dy}(p)}. \quad (8)$$

Для повної компенсації дії зовнішнього навантаження  $F(t)$  необхідно забезпечити умову  $W(p) = 0$ . Отже, з врахуванням (8) ця умова запишеться у вигляді:

$$\square W_{\Gamma F}(p) + W_B(p) \times W_{\kappa y}(p) \times W_{\Delta y}(p) \times W_p(p) + W_{\kappa y}(p) \times W_{\Delta y}(p) \times W_B(p) = 0. \quad (9)$$

При відомих передаточних функціях (1-7) динамічних ланок і після перетворень вираз (9) набуде вигляду:

$$\begin{aligned} & \left( T_p^2 T_2 \square T_B^2 T_1 \frac{d^3 F(t)}{dt^3} + \left( T_2 T_{kp} + K_y T_p^2 \square T_1 T_{KB} \square T_p^2 \frac{d^2 F(t)}{dt^2} + \right. \right. \\ & \left. \left. + \left( T_2 + K_y T_{kp} \square T_1 d_B \square T_{KB} \frac{dF(t)}{dt} + \left( d_p \square d_B F(t) \right) \right) = 0 \right. \end{aligned} \quad (10)$$

Для забезпечення нульового нахилу регуляторної характеристики САРЧ обертання дизеля і покращення якості вироблюваної агрегатом електроенергії в усталеному режимі роботи необхідно, щоб коефіцієнт при  $F(t)$  мав нульове значення

$$K_y d_p \square d_B = 0, \quad (11)$$

звідки місцева ступінь нерівномірності вимірювача навантаження буде рівна:

$$d_B = K_y d_p. \quad (12)$$

Аналогічно компенсується складова, пропорційна першій похідній від дії  $F(t)$  за умови забезпечення нульового значення коефіцієнтів при  $\frac{dF(t)}{dt}$ :

$$\left( T_2 + K_y T_{kp} \square T_1 d_B \square T_{KB} \right) = 0. \quad (13)$$

Вираз для визначення постійної часу  $T_1$  інтегро-диференціюючої ланки, з врахуванням відомої формули  $T_2$ , матиме вигляд:

$$T_1 = \frac{T_{KB} \square T_{kp}}{K_2 \square d_p}. \quad (14)$$

Таким чином, значення  $d_B$  і  $T_1$  за допомогою виразів (12), (14) визначаються при відомих  $d_p$  і  $T_{kp}$  штатної САРЧ обертання дизеля, а також величини постійної часу інерції  $T_B$ , одержаної з силового розрахунку його на міцність, із врахуванням дистанційного кінематичного зв'язку вимірювачів частоти обертання і навантаження з блоком приймання, диференціювання, підсумовування і передачі регулюючих імпульсів на рейку ПНВТ.

**Висновки.** Розроблена конструктивна схема комбінованої САРЧ обертання дизеля електроагрегата з безпосереднім зчленуванням колінчастого вала і ротора за допомогою вимірювача зовнішнього навантаження, оснащеного гасником високочастотних коливань в силовому приводі. Розроблений блок приймання, диференціювання, підсумовування і передачі регулюючих імпульсів на рейку ПНВТ, пропорційних змінюванню частоти обертання колінчастого вала дизеля, навантаження і перших похідних від їх змінювання. Розроблена структурна схема комбінованої САРЧ обертання дизеля, за допомогою якої одержана її передаточна функція і вирази для визначення параметрів динамічних ланок контуру компенсації зміни навантаження і першої похідної його змінювання. Запропонована методика визначення параметрів динамічних ланок регулюючого контуру за навантаженням за допомогою відомих параметрів штатної САРЧ обертання дизеля і розрахованих на міцність вимірювача навантаження. Застосування комбінованої САРЧ дасть можливість підвищити точність регулювання частоти обертання тракторних дизелів при використанні їх для привода електричних та інших агрегатів з високими вимогами, регламентованими до частоти обертання за їх призначенням.

#### Список використаних джерел

1. Настенко Н.Н., Борошок Л.А., Грунауэр А.М. Регуляторы тракторных и комбайновых двигателей. – М.: Машиностроение, 1965. – 251 с.
2. Левин М.И. Автоматизация судовых дизельных установок. – Л.: Судостроение, 1969. – 465 с.
3. Багиров Д.Д., Златопольский А.В. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1974. – 220 с.
4. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 615 с.
5. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория автоматического регулирования. – М.: Наука, 1975. – 768 с.

6. Топчеев Ю.И. Атлас для проектирования систем автоматического регулирования: Учеб. пособие для вузов. – М.: Машиностроение, 1989. – 752 с.
7. Современные методы проектирования систем автоматического управления: Анализ и синтез / под редакцией Б.Н. Петрова, В.В. Солодовникова, Ю.И. Топчеева. – М.: Машиностроение, 1967. – 704 с.
8. 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.
9. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. Учебник для вузов. Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 736 с.
10. Зайцев Г.Ф., Костюк В.И., Чинаев П.И. Основы автоматического управления и регулирования. – К.: Техніка, 1975. – 496 с.
11. 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.
12. Г. Корн, Т. Корн. Справочник по математике /для научных работников/. – М.: Наука, 1970. – 720 с.

***Аннотация.** Представлено конструктивную схему и описано работу комбинированной системы автоматического регулирования частоты вращения электроагрегата с приводом от тракторного дизеля двигателя внутреннего сгорания, а также ее теоретические исследования. Приведены аналитические выражения для определения значений корректирующих динамических звеньев, обеспечивающих повышенные статические и динамические показатели переходных процессов комбинированной системы.*

***Ключевые слова:** дизель, электроагрегат, измеритель частоты вращения, измеритель нагрузки, блок приема, дифференцирования и суммирования регулирующих импульсов, гидравлический демпфер, замкнутая сильфонная передача, полумуфта.*

***Summary.** A constructive circuit is resulted and the work of the combined system of the automatic rotation frequency control of the electric unit with a drive from a tractor diesel of internal combustion engine as well as its theoretical are described. Analytical expressions are presented to determine the correcting dynamic links values that provide boosted static and dynamic indicators of combined system transients.*

***Key words:** a diesel engine, an electric unit, a rotation frequency meter, a load meter, a reception unit, differentiation and summation of regulating impulses, a hydraulic damper, closed bellows-sealed transmission.*

УДК 631.354.004

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

## ВИБІР ОПТИМАЛЬНОЇ ФОРМИ І РОЗРАХУНОК КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ БУНКЕРА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

*Вказано на недоліки в конструкції бункерів зернозбиральних комбайнів вітчизняного виробництва і запропоновано бункер з циклоїдним профілем його днища, використання якого дозволить підвищити ефективність експлуатації збирального агрегату. Виконано дослідження з метою оптимізації профілю днища бункера та вибору оптимальних габаритних розмірів і параметрів конструкції.*

***Ключові слова:** бункер, зернозбиральний комбайн, профіль, циклоїда, днище, конструкція, матеріалоемність, огороджувальна поверхня, оптимізація, габаритні розміри, параметри.*

**Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.** Ефективність експлуатації зернозбиральних комбайнів значною мірою залежить від надійності неперервної роботи усіх його вузлів та механізмів, в тому числі від швидкості, а отже, і часу розвантаження їх бункерів. Однак бункери, що використовуються