УДК 631.3:62-514.5:531.36

О.О. Моторна
Вінницький національний аграрний університет, Вінниця, Україна

ВИБІР ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ДЛЯ ВСЕБІЧНОЇ ОЦІНКИ ФУНКЦІОНУВАННЯ ГІДРООБ'ЄМНОЇ СИСТЕМИ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ САМОХІДНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

THE QUALITY INDICATORS SELECTION FOR COMPREHENSIVE EVALUATION OF THE SELF-PROPELLED AGRICULTURAL MACHINERY HYDROSTATIC STEERING SYSTEM OPERATION

Розглядається система рульового керування з модернізованим насосом-дозатором. Для дослідження впливу окремих параметрів системи рульового керування на якість її функціонування було обрано показники якості, які всебічно характеризують роботу гідрооб'ємної системи рульового керування самохідних сільськогосподарських машин, враховуючи характер навантаження на шток виконавчого гідроциліндра. Аналізуються статичні та динамічні показники якості. Останні розглядаються на основі аналізу перехідних процесів в системі, які є результатом ступінчастої зміни швидкості вхідного сигналу та зовнішнього навантаження.

Ключові слова: система рульового керування, насос-дозатор, параметри системи, якість функціонування системи, статичні та динамічні показники якості.

Вступ

На теперішній час гідрооб'ємні системи рульового керування повсюдно використовуються на різноманітних сільськогосподарських машинах як вітчизняного, так і закордонного виробництва. Це пов'язано з цілою низкою переваг таких систем, а саме компактність системи, зручність компоновки робочих органів машини, уніфікованість конструкції, що дозволяє будувати типорозмірний ряд таких систем. На кафедрі машин та обладнання сільськогосподарського виробництва Вінницького національного аграрного університету ведуться роботи по модернізації та дослідженню гідрооб'ємних систем рульового керування таких машин [1].

Постановка задачі

Запропонована система рульового керування з модернізованим насосом-дозатором (рисунок 1), особливістю якого є відокремлення зливної кромки від золотникової пари та виконання її у вигляді вбудованого золотника злива 2, що дозволило спростити конструкцію та підвищити технологічність золотникової пари насоса-дозатора, а також підвищити технічні характеристики системи рульового керування у цілому [2, 3].

Для аналізу роботи системи рульового керування з модернізованим насосом-дозатором розроблено математичну модель цієї системи [3], а для оцінки впливу окремих параметрів насоса-дозатора на якість роботи системи рульового керування потрібно обрати показники якості, які характеризують функціонування гідрооб'ємної системи рульового керування самохідної машини. Для всебічної характеристики якості системи потрібно врахувати як статичні, так і динамічні її показники [2, 4].

Вирішення поставленої задачі

Під час аналізу системи гідрооб'ємного рульового керування розглядались різноманітні режими її роботи, які визначаються можливими швидкостями обертання вхідного вала та навантаженнями на виконавчому гідроциліндрі.

Навантаженням для системи рульового керування є зусилля на виконавчому гідроциліндрі. Це зусилля суттєво різне для систем рульового керування з різними ефективними площами поршня виконавчого гідроциліндра, що відповідає системам з насосами-дозаторами з різними робочими об'ємами. Але для насосів-дозаторів навантаженням є перепад тиску в його вихідних каналах, що дозволяє оцінювати працездатність цих виробів при різному навантаженні незалежно від їх робочого об'єму. Тому в подальшому в якості універсального параметра навантаження насоса-дозатора розглядається перепад тиску $\Delta p_н$ в його вихідних каналах.

Для оцінювання якості системи рульового керування аналізувалась її робота як при зустрічному, так і при попутному навантаженнях, що визначається по відношенню до заданого напрямку переміщення. Позитивне значення навантаження відповідає зустрічному (пасивному) навантаженню на виконавчий гідроциліндр, а від'ємне — попутному (активному) навантаженню. При цьому виконавчий гідроциліндр під дією цього зусилля починає працювати як насос, що суттєво змінює умови функціонування системи.

Одним з основних показників якості системи гідрооб'ємного рульового керування є зв'язок переміщення штока виконавчого гідроциліндра з сигналом керування при дії зовнішніх впливів. Запропоновано ввести віднос-

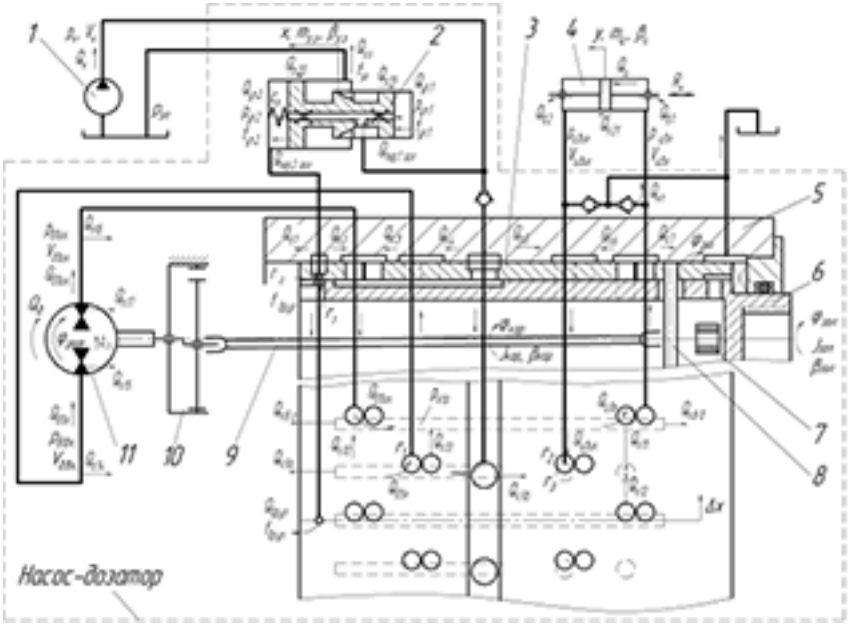

Рисунок 1 — Схема системи рульового керування сільськогосподарської машини з модернізованим насосом-дозатором; 1 — насос живлення; 2 — зливний золотник; 3, 6 — гільза та золот-ник золотникової пари; 4 — виконавчий гідроциліндр; 5 — корпус насоса-дозатора; 7 — центрую-чи пружини; 8 — штифт; 9 — кардан; 10 — планетарний редуктор; 11 — дозуючий вузол

ний показник такого зв'язку у вигляді відношення дійсної швидкості переміщення штока гідроциліндра до номінальної, що задається швидкістю повороту руля.

Але оскільки для різних типорозмірів насосів-дозаторів застосовуються гідроциліндри різних діаметрів, то потрібно додатково розраховувати номінальну швидкість для гідросистем з насосами-дозаторами різних типорозмірів. Для спрощення розрахунку запропонованого показника якості величини швидкостей переміщення штока гідроциліндра було замінено пропорційними параметрами витрати робочої рідини, а саме

$$Q_{ц.від} = Q_{ц.р}/Q_{ц.н}, \qquad (1)$$

де $Q_{ц.від}$ — відносні витрати, що пов'язані з переміщенням поршня виконавчого гідроциліндра, які і є показником якості роботи системи гідрооб'ємного рульового керування (в подальшому відносні витрати гідроциліндра), $Q_{ц.р}$ — витрати робочої рідини, що пов'язані з реальною швидкістю переміщення поршня виконавчого гідроциліндра і фактично з невеликою похибкою визначаються витратами в вихідних каналах насоса-дозатора $Q_{д.вих}$, $Q_{ц.н}$ — витрати робочої рідини, що пов'язані з номінальною (теоретичною) швидкістю переміщення поршня виконавчого гідроциліндра, яка задається вхідним сигналом, тобто швидкістю обертання золотника золотникової пари. Ці витрати визначаються наступним співвідношенням

$$Q_{ц.н} = n_{вх} \cdot q_{д}. \qquad (2)$$

При рівності дійсного та номінального значень витрат, коли $Q_{ц.р} = Q_{ц.н}$, відносний показник якості дорівнює $Q_{ц.від} = 1$, що є умовою найвищої якості роботи системи гідрооб'ємного рульового керування. При умові, $Q_{ц.р} > Q_{ц.н}$, відносний показник якості $Q_{ц.від} > 1$, що відповідає збільшенню дійсної швидкості переміщення штока гідроциліндра по відношенню до заданої вхідним сигналом. Таке співвідношення витрат можливе при дії попутного навантаження на шток виконавчого гідроциліндра, коли поршень його працює як насос.

За умови $Q_{ц.р} < Q_{ц.н}$, відносний показник якості $Q_{ц.від} < 1$, що відповідає зменшенню дійсної швидкості переміщення штока гідроциліндра по відношенню до заданої вхідним сигналом. Таке співвідношення витрат можливе при дії зустрічного навантаження на шток виконавчого гідроциліндра, особливо під час перехідного процесу в системі.

В будь-якому випадку чим більше відхилення показника якості $Q_{ц.від}$ від одиниці, тим нижче якість роботи системи гідрооб'ємного рульового керування. Але найбільш ефективно цей показник дозволяє оцінити якість роботи системи при дії попутного навантаження, коли можливе суттєве збільшення швидкості поршня виконавчого гідроциліндра рульової системи, що впливає не тільки на якість системи рульового керування, а і на безпеку машини у цілому [5, 6]. Тому запропонований показник $Q_{ц.від}$ непрямо характеризує безпеку руху машини при такому навантажені.

Для проведення дослідження системи рульового керування було обрано статичні та динамічні параметри, що характеризують якість її роботи [7]. При цьому обирались параметри, які характеризують швидкодію системи, її коливальність, енергетичні втрати в системі і таке інше.

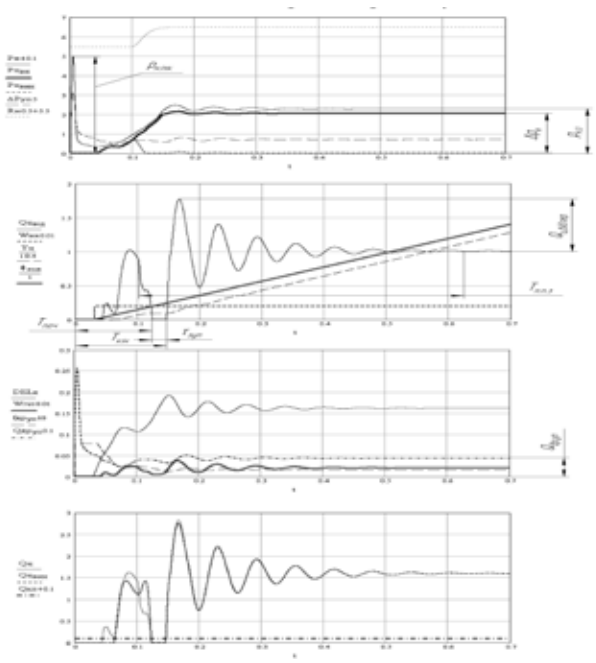

Рисунок 2 — Методика визначення показників якості системи рульового керування при дії зустрічного навантаження

Протягом роботи системи рульового керування при дії зустрічного навантаження було обрано наступні показники якості системи:

- тривалість перехідного процесу $T_{п.п.з}$ при дії навантаження як показника швидкодії системи;

- перерегулювання відносних витрат гідроциліндра $Q_{ц.від.пер}$, як показник коливальності;

- постійне значення тиску $p_{н.з}$ у напірному каналі при дії сигналу керування та зустрічного навантаження;

- перепад тиску $\Delta p_{вт}$ на дросельних кромках золотникової пари, як показник втрат енергії робочої рідини;

- витрати в системі керування $Q_{др.уп}$ положенням зливного золотника, як показник втрат енергії робочої рідини;

- пікове значення тиску $p_{н.пік}$ у напірному каналі, яке виникає при включенні насоса живлення за відсутності сигналу керування;

На рисунку 2 показано перехідний процес у системі при дії зустрічного навантаження, на якому також показано схему вимірювання обраних показників якості. Статичні параметри вимірюються після закінчення перехідного процесу, а динамічні характеризують сам перехідний процес.

На рисунку 2, а показано схему вимірювання пікового значення тиску у напірному каналі $p_{н.пік}$ та сталого значення тиску в цьому каналі $p_{н.з}$, а також величини самого навантаження $\Delta p_н$

Постійний тиск у напірному каналі $p_{н.з}$ при дії сигналу керування та зустрічного навантаження непрямо характеризує втрати енергії рідини у вигляді перепаду тиску на дросельних кромках золотникової пари. Абсолютне значення таких втрат Δрвт визначається різницею цього тиску та навантаження у вихідних каналах насоса-дозатора, а саме

$$\Delta p_{вт} = p_{н.з} — \Delta p_н. \quad (3)$$

Тривалість перехідного процесу $T_{п.п.з}$ краще визначити за зміною чутливішого параметра, яким є показник відносних витрат гідроциліндра $Q_{ц.від}$ (рисунок 2, б). Відлік початку перехідного процесу починається з моменту початку дії навантаження.

Перерегулювання відносних витрат гідроциліндра $Q_{ц.від.пер}$ визначається як це показано на рисунку 2, б. На рисунку 2, в показано вимірювання витрати $Q_{др.уп}$ у системі керування положенням зливного золотника. Ці витрати визначаються після закінчення перехідного процесу і характеризують додаткові витрати насоса живлення, які витрачаються на керування положенням зливного золотника.

Аналіз перехідного процесу на рисунку 2, б свідчить, що при дії зустрічного навантаження можливо виникнення «провалу» в реакції привода на сигнал керування. В момент $T_{поч}$ починається зупинка гідроциліндра, коли його швидкість падає до нуля, і тільки на $T_{кін}$ секунді поршень продовжує рух у заданому напрямку, тобто виникає період зупинки поршня гідроциліндра тривалістю $\tau_{зуп}$, що дорівнює

$$\tau_{зуп} = T_{кін} — T_{поч}. \quad (4)$$

Виникнення такої зупинки пояснюється швидкістю підйому тиску в напірному каналі гідросистеми рульового механізму. При відсутності сигналу керування тиск в напірному каналі мінімальний, а з початком обертання вхідного вала він повинен піднятися до величини, більшої за зовнішнє навантаження.

При збільшенні швидкості обертання вхідного вала збільшується швидкість переміщення зливного золотника і тривалість такої зупинки зменшується. Невелика тривалість зупинки (кілька десятків мілісекунд) під час невеликих швидкостей обертання вхідного вала не є недоліком системи рульового керування, тому що при необхідності виконання швидкого маневру водій збільшує швидкість обертання керма і така затримка зникає взагалі. Але збільшення тривалості такої зупинки може погіршити керованість транспортного засобу. Тому цей параметр доцільно контролювати протягом аналізу роботи системи рульового керування такого типу.

Під час роботи системи рульового керування при дії попутного навантаження були обрані наступні показники якості цієї системи:

- тривалість перехідного процесу при попутному навантаженні $T_{п.п.п}$;

- стале значення відносних витрат гідроциліндра $Q_{ц.від}$;

- пікове значення відносних витрат гідроциліндра $Q_{ц.від.пік}$;

- стале значення тиску в напірному каналі $p_{н.п}$ при дії сигналу керування та доланні попутного навантаження.

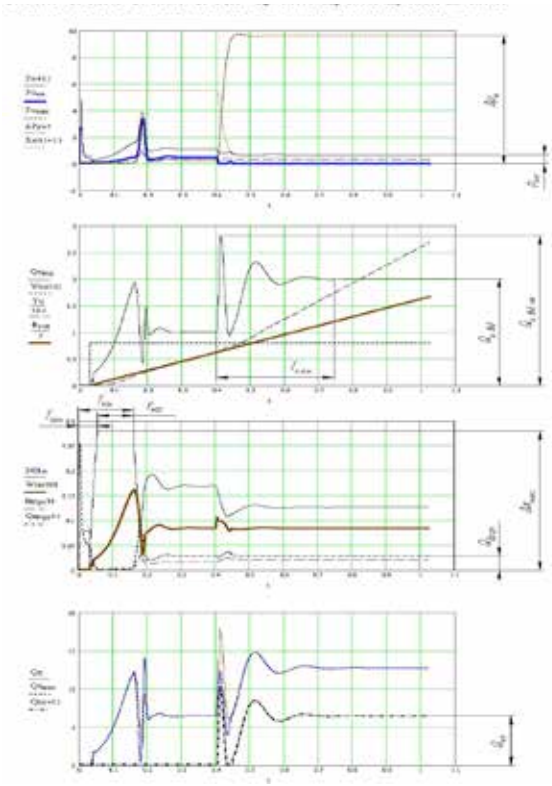

Рисунок 3 — Методика вимірювання показників якості системи рульового керування при дії попутного навантаження

На рисунку 3 показано перехідний процес при дії попутного навантаження, на якому також наведено схему вимірювання перерахованих показників якості. На рисунку 3, а показано схему вимірювання сталого значення тиску в напірному каналі $p_{н.п}$ при дії попутного навантаження та величини самого навантаження $\Delta p_н$.

Тривалість перехідного процесу $T_{п.п.п}$, як зазначалося вище, краще визначити по зміні відносних витрат гідроциліндра $Q_{ц.від}$ (рисунок 3, б). На цьому рисунку також показано вимірювання сталого значення відносних витрат $Q_{ц.від}$ та його пікового значення $Q_{ц.від.пік}$, які є важливою характеристикою якості роботи системи при попутному навантаженні, як це зазначалося вище.

На рисунку 3, в по зміні відносного зміщення Δx золотника і гільзи видно, що в насосі-дозаторі після початку дії вхідного сигналу (початку обертання золотника) при відсутності навантаження можливо виникнення максимального зміщення, коли виникає насичення в відносному зміщенні цих рухомих елементів. Це пов'язано із можливістю запізнення повороту ротора дозуючого вузла у зв'язку із недостатньої швидкістю підйому тиску в напірному каналі гідросистеми, що призводить до збільшення неузгодженості між кутами повороту вхідного вала та ротора дозуючого вузла. При цьому конструктивно золотник впирається у штифт і для подальшого поворо-ту в режимі насичення навантаження на рульове колесо суттєво зростає.

На рисунку 3, в показано схему вимірювання тривалості насичення $\tau_{нас}$ відносного зміщення золотника в золотниковій парі, яке можливе при дії як попутного, так і зустрічного навантаження, і яке визначається за часом початку $T_{поч}$ та закінчення $T_{кін}$ насичення, а саме

$$\tau_{нас} = T_{кін} — T_{поч} . \quad (5)$$

Висновки

Обрано сім показників якості гідрооб'ємної системи рульового керування при дії зустрічного навантаження та п'ять показників якості при дії попутного навантаження, які всебічно характеризують статичні та динамічні показники роботи такої системи.

При цьому для оцінки якості роботи гідрооб'ємної системи рульового керування при дії попутного навантаження запропоновано відносний показник — відносні витрати гідроциліндра, який дає важливу характеристику роботи системи незалежно від робочого об'єму насоса-дозатора та розміру виконавчого гідроциліндра.

Література

1. Середа, Л.П. Насос-дозатор з додатковим зливним золотником з новою системою керування для гідрооб'ємних систем рульового керування / Л.П. Середа, Ю. М. Козак, О. О. Моторна // Промислова гідравліка і пневматика 2012. — 2(36) — С. 27-30.

2. Пат. 86521 Україна, МПК (2013.01) B62D 5/00. Гідравлічний рульовий механізм транспортного засобу / М.І. Іванов, Л.П. Середа, О.О. Моторна, Ю.М. Козак, О.М Переяславський; заявник і патентовласник Вінницький державний аграрний університет. — № u 2013 01264; заявл. 04.02.2013; опубл. 10.01.2014, Бюл. № 1, 2014 р.

3. Моторная, О. Усовершенствование конструкции насоса-дозатора системы гидрообъемного рулевого управления самоходных машин / О. Моторная, Н. Іванов, Л. Середа, А. Переяславский. // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences.– Lublin. 2014.– Vol. 16, №5. — С. 103—114.

4. Моторна, О.О. Обґрунтування конструктивних параметрів насоса-дозатора для гідрооб'ємних систем рульового керування самохідних сільськогосподарських машин [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / О.О. Моторна. Вінниця. 2015. — 22 с.

5. Іванов, М.І., Вплив попутного навантаження на роботу системи гідрооб'ємного рульового керування мобільних машин / М.І. Іванов, С.А. Шаргородський. // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. — Вінниця. — 2002. — Вип.11. — С. 204-210.

6. Шаргородський, С. А. Підвищення ефективності використання сільськогосподарських машин шляхом модернізації системи гідрооб'ємного рульового керування : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / Шаргородський Сергій Анатолійович. — Вінниця, 2006. — 265 с.

7. Каляшина, А. В. Динамические характеристики гидропривода двухконтурной системы рулевого управления / А.В. Каляшина, Р.Р. Салахова, Ф.М. Шайхразиев. // Автомобильная промышленность — 2012. — № 4. — С.12—14.

References

1. Sereda, L.P. Nasos-dozator z dodatkovym zlyvnym zolotnykom z novoiu systemoyu keruvannya / L.P. Sereda, Y.M. Kozak,, O.O. Motorna // Promyslova hidravlika i pnevmatika 2012. — 2(36) — C. 27—30.

2. Pat. 86521 Ukrayina, MPK (2013.01) B62D 5/00. Hidravlichnyi rulovyi mekhanizm transportnopo zasobu / M.I. Ivanov, L.P. Sereda, O.O. Motorna, Y.M. Kozak, O.M. Pereiaslavskyi; zayavnyk i patentovlastnyk Vinnytskyi derzhavnyi ahrarnyi universytet. — № u 2013 01264; zayavl. 04.02.2013; opubl. 10.01.2014, Biul. №1, 2014 r.

3. Motornaya, O. Usovershenstvovanie konstruktsii nasosa-dozatora sistemy gidroobiemnogo rulevogo upravleniya samokhodnykh mashin / O. Motornaia, N. Ivanov, L. Sereda, A. Pereiaslavskii. // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences.– Lublin. 2014.– Vol. 16, № 5. — C. 103—114.

4. Motorna, O.O. Obgruntuvannia konstruktyvnykh parametriv nasosa-dozatora dlia hidroobiemnykh system rulovogo keruvannia samokhidnykh silskogospodarskykh mashyn [Tekst]: avtoref. dys. ... kand. tekhn. nauk: 05.05.11 / O.O. Motorna. Vinnytsia. 2015. — 22 s.

5. Ivanov, M.I., Vplyv poputnogo navantazhennia na robotu systemy gidroobiemnogo rulovogo keruvannia mobilnykh mashyn / M.I. Ivanov, S.A. Shargorodskyi. // Zbirnyk naukovykh prats Vinnytskogo derzhavnogo agrarnogo universytetu. — Vinnytsia. — 2002. — Vyp.11. — S. 204-210.

6. Shargorodskyi, S.A. Pidvyshennia efektyvnosti vykorystannia silskogospodarskykh mashyn shliakhom modernizatsii systemy gidroobiemnogo rulovogo keruvannya : dys. ... kand. techn. nauk : 05.05.11 / Shargorodskyi Sergii Anatoliiovych. — Vinnytsia, 2006. — 265 s.

7. Kaliashina, A. V. Dinamicheskie kharakteristiki gidroprivoda dvukhkonturnoi sistemy rulevogo upravleniya / A.V. Kaliashina, R.R. Salakhova, F.M. Shaikhraziev // Avtomobilnaia promyshlennost. — 2012. — № 4. — S.12—14.

Надійшла 3.04.2015 року

УДК 631.3:62-514.5:531.36

Выбор показателей качества для всесторонней оценки функционирования гидрообъемной системы рулевого управления самоходных сельскохозяйственных машин

О.А. Моторная

Рассматривается система рулевого управления с модернизированным насосом-дозатором. Для исследования влияния отдельных параметров системы рулевого управления на качество ее функционирования были выбраны показатели качества, которые всесторонне характеризуют работу гидрообъемной системы рулевого управления самоходных сельскохозяйственных машин с учетом характера нагруженння на штоке исполнительного гидроцилиндра. Анализируются статические и динамические показатели качества. Величины этих показателей определяются на основе анализа переходных процессов в системе, которые являются результатом ступенчатого изменения скорости входного сигнала и внешнего нагруженння.

Ключевые слова: система рулевого управления, насос-дозатор, параметры системы, качество функционирования системы, статические и динамические показатели качества.

UDC 631.3:62-514.5:531.36

The quality indicators selection for comprehen-sive evaluation of the self-propelled agricultural machinery hydrostatic steering system operation

O.O. Motorna

The steering system with the upgraded steering unit is considered. The quality indicators that comprehensivly characterize the self-propelled agricultural machinery hydrostatic steering system operation were chosen for the analysis of the steering system definited parameters influence on its functioning quality, and the executive cylinder rod load features were taken into consideration. Static and dinamic quality indicators are analyzed. They are considered according to the analysis of the system transmission processes that are the result of the input signal speed staging changes and external load.

Keywords: the steering system, steering unit, system parameters, system operation quality, static and dinamic indicators.