

Імітаційне моделювання динаміки об'ємного гідропривода рульового керування колісного трактора

Simulation of the dynamics of the volumetric hydraulic drive of the steering of a wheeled tractor

О. О. Моторна, канд. техн. наук, **О. М. Переяславський**, канд. техн. наук
Вінницький національний аграрний університет, Вінниця, Україна,

В. Б. Самородов, д-р техн. наук

Харківський національний технічний університет «ХПІ», Харків, Україна

Г. А. Аврунін, канд. техн. наук, **І. І. Мороз**

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна

Мета. Аналіз динаміки об'ємного гідропривода рульового керування колісного трактора ХТЗ-17021 шляхом імітаційного моделювання роботи виконавчих гідроциліндрів цієї системи при повороті коліс і дослідження зміни тиску робочої рідини та переміщення штоків цих гідроциліндрів при різних режимах роботи системи.

Методика досліджень. Застосовано методику імітаційного моделювання, коли змінні, що описують поведінку виконавчих гідроциліндрів рульової системи, визначаються диференціальними рівняннями, а їх взаємодія з іншими частинами системи визначається певними алгоритмами. Диференціальні рівняння, що визначають тиск робочої рідини в порожнинах гідроциліндрів та переміщення їх штоків, ґрунтуються на принципі нерозривності потоку робочої рідини та принципі Даламбера. Для проведення моделювання за запропонованою методикою використовувався пакет прикладних програм VisSim. Дослідження зміни параметрів в танDEM-гідроциліндрах обертання коліс при їх зрушуванні від завдання керуючої дії у вигляді зростання витрати робочої рідини у вихідних каналах насос-дозатора та зовнішнього навантаження, що долається виконавчими гідроциліндрами. Також досліджувався вплив модуля пружності робочої рідини, який зменшується при її насиченості нерозчинним повітрям.

Результати досліджень. При пуску гідропривода рульового керування, тобто при повертанні рульового колеса від свого нейтрального положення, в зале

жності від інтенсивності роботи водія кермом мають місце коливальні процеси в порожнинах гідроциліндрів, які можуть удвічі перевищити робочий тиск. Але вже при зменшенні інтенсивності повертання рульового колеса до значення приблизно в 0,1 с, коливання повністю відсутні. Суттєві коливання тиску в гідроприводі мають місце також при недостатньому модулі пружності робочої рідини, тому треба уділяти постійну увагу її дегазації. Результати досліджень дають підставу зробити висновок про необхідність вивчення характеру зростання витрати робочої рідини безпосередньо на виході з реального насос-дозатора, тобто замінивши моделювання витрати на її фактичне значення.

Висновки. Завдання часу навантаження та витрати робочої рідини за допомогою блока *tar-VisSim* зручніше, ніж за лінійним законом, оскільки дає можливість завдавати різний темп розгону гідроциліндрів та при необхідності контролювати стаціонарний режим рульового колеса у нейтральному положенні.

Ключові слова: об'ємний гідропривод рульового керування, колісний трактор, математична модель, моделювання динаміки, пакет програм VisSim, коливання тиску.

Вступ

Сьогодні системи гідрооб'ємного рульового керування використовуються практично на усіх самохідних машинах спеціального призначення [1], до яких відносяться будівельні та дорожні машини [2], трактори [3], різноманітні сільськогосподарські [4] та ін. Для забезпечення якості таких систем рульового керування ведуться роботи по їх вдосконаленню [5] та модернізації їх основного вузла — насос-дозатора [6, 7, 8].

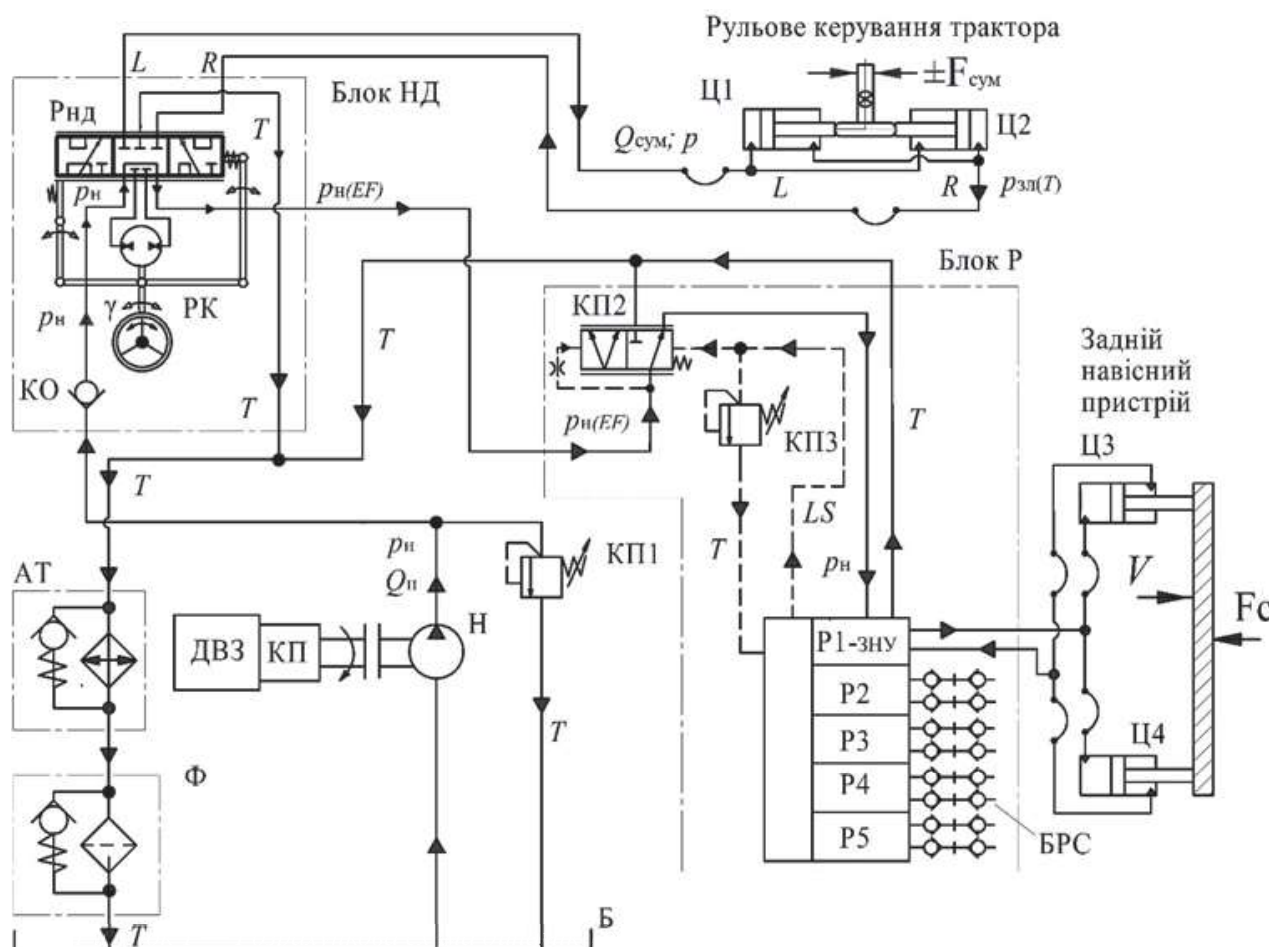
Постановка задачі

Об'єктом дослідження є об'ємний гідропривод рульового керування колісного трактора ХТЗ-17021, в якому переміщення виконавчих гідроциліндрів системи повороту коліс завдається насос-дозатором для подачі робочої рідини пропорційно куту обертання рульового колеса.

Для забезпечення потрібної якості роботи у системі, яка розглядається, виникає питання аналізу динамічних процесів у силовому рульовому контурі, для чого було використано методику імітаційного моделювання.

Основна частина. Для проведення аналізу динамічних процесів у силовому контурі рульової системи розроблено розрахункову схему об'ємного гідропривода трактора, яку зображено на рисунку 1. Гідравлічна схема містить дві системи — рульового керування з блоком насос-дозатора НД та керування навісними агрегатами (блок Р). Обидві системи живляться від одного насоса Н.

Насос живлення Н з приводом від коробки передач КП та двигуна внутрішнього згорання ДВЗ нагнітає робочу рідину під тиском p_n до вхідного каналу НД, де вона через зворотний клапан КО потрапляє на вхід гідророзподільника $P_{нд}$.



Рисунки 1 — Розрахункова схема динаміки об'ємного гідропривода системи рульового керування

Особливість системи рульового керування, яка розглядається, полягає у тому, що в ній використовується насос-дозатор фірми *Lifam* моделі *SUB 400-S1* [9] з вбудованим пріоритетним клапаном. Тому, крім основних вихідних каналів L і R , цей насос-дозатор НД містить додатковий, який є вихідним каналом $p_n(EF)$ вбудованого пріоритетного клапана, до якого підключено систему керування навісними агрегатами.

Вхідний напірний канал p_n насос-дозатора НД з'єднано з виходом насоса живлення Н, а зливний канал T з'єднується зі зливною магістраллю усієї гідросистеми трактора, звідки робоча рідина потрапляє до гідробака Б через охолоджувач АТ та фільтр Ф.

Вмонтована у гідророзподільник Рнд функція пріоритету за лінією $p_h(EF)$ забезпечує подачу частини витрати насоса $Q_{\text{сум}}$ у першу чергу до системи рульового керування у кількості, що визначається швидкістю обертання керма, а решта відводиться до системи керування навісними агрегатами.

Система гідрооб'ємного рульового керування (СГОРК) містить насос-дозатор НД, золотник розподільного вузла якого безпосередньо з'єднаний з рульовим колесом РК (кермом), обертання якого на кут γ завдає керуючу дію цій системі. Основні вихідні канали L і R насос-дозатора НД з'єднано з порожнинами виконавчих гідроциліндрів Ц1 і Ц2, штоки яких підключено зустрічно до сошки, від неї через систему важелів завдають кут обертання керованим колесом. Тиск у каналі підведення робочої рідини до гідроциліндрів на схемі позначено p , а у каналі її відведення — $p_{\text{зп}}$.

Система керування навісними агрегатами містить багатосекційний розподільник (блок Р), у комплекті з яким застосовується запобіжний клапан непрямої дії — основний запобіжний клапан КП1 та допоміжний (пілотний) КП2.

Для заднього навісного пристрою (ЗНУ) використовується гідророзподільник Р1-зну, а для інших навісних агрегатів трактора використовуються розподільники Р2—Р5 з швидкороз'ємними з'єднаннями БРС.

Далі постає питання аналізу динамічних процесів у гідроциліндрах системи обертання коліс при різних величинах витрати $Q_{\text{сум}}$ від насос-дозатора НД та різних значеннях зустрічного зовнішнього навантаження $F_{\text{сум}}$. Для проведення дослідження використано методику імітаційного математичного моделювання, розглядаючи зміну тиску в порожнинах гідроциліндрів та переміщення їх штоків.

Вихідним параметром насос-дозатора є витрата $Q_{\text{сум}}$, що може змінюватися за своїм значенням, залежно від швидкості обертання рульового колеса. Іншою складовою дії на гідроциліндри є зовнішнє навантаження з боку коліс трактора $F_{\text{сум}}$, для подолання якого створюється необхідний тиск робочої рідини.

При побудові математичної моделі силової частини системи гідрооб'ємного рульового керування прийнято наступні припущення [10]:

- густина робочої рідини постійна,
- нехтуємо витоками крізь поршневі та штокові ущільнення у гідроциліндрах,
- не враховуємо хвильові процеси у трубопроводах з причини їх невеликої довжини,
- розглядаємо додання системою значних навантажень, при яких тиск на виході з гідроциліндрів $p_{\text{зп}}$ незначний, і їм можна знехтувати.

Математична модель системи, яка розглядається, з урахуванням прийнятих припущень для режиму обертання може бути представлена у наступному вигляді.

Сумарна витрата робочої рідини $Q_{\text{сум}}$, що подається з вихідних каналів насос-дозатора, підводиться до поршневої порожнини гідроциліндра Ц1 та штокової гідроциліндра Ц2 (умовно розглядаємо обертання коліс наліво). На основі рівняння нерозривності робочої рідини баланс витрат для цієї ділянки можна записати у наступному вигляді

$$Q_{\text{сум}} = Q_{1\text{п}} + Q_{2\text{шт}} + Q_{\text{деф}} \quad (1)$$

де $Q_{1\text{п}}$ і $Q_{2\text{шт}}$ — витрати робочої рідини на вході в поршневу порожнину гідроциліндра Ц1 та штокову порожнину гідроциліндра Ц2, $Q_{\text{деф}}$ — витрати робочої рідини на її деформацію.

Складові рівняння (1) визначаються залежностями

$$Q_{\text{сум}} = V_{\text{нд}} \cdot n_{\text{к}}, Q_{1\text{п}} = S_{1\text{п}} \cdot v, Q_{2\text{шт}} = S_{2\text{шт}} \cdot v, \quad (2)$$

де $V_{\text{нд}}$ — робочий об'єм дозуючого вузла насос-дозатора, $n_{\text{к}}$ — швидкість обертання керма,

$S_{1\text{п}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}{4}$ і $S_{2\text{шт}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{п}}^2 - d^2)$ — площі поршня діаметром $D_{\text{п}}$ та ефективна площа штокової порожнини гідроциліндра при діаметрі штоку d , відповідно, v — швидкість переміщення штоків гідроциліндрів.

Деформаційна витрата визначається як

$$Q_{\text{деф1}} = [(V_{01} + S_{1\text{п}}) / E] (dp / dt); Q_{\text{деф2}} = [(V_{02} + S_{2\text{шт}}) / E] (dp / dt), \quad (3)$$

де p — тиск в порожнинах гідроциліндрів Ц1 і Ц2 (приймаємо однаковим згідно закону Паскаля для робочої рідини), V_{01} і V_{02} — початкові об'єми у поршневій (для Ц1) та штоковій (для Ц2) порожнинах, відповідно (надалі

приймаємо $V_{\text{сум}} = V_{01} + V_{02}$, E — модуль пружності робочої рідини. Після перетворень формула для балансу витрат робочої рідини для ділянки вихідного каналу насос-дозатора набуває вигляду

$$Q_{\text{сум}} = v \frac{\pi}{4} (2D_{\text{п}}^2 - d^2) + \frac{V_{\text{сум}} + y \frac{\pi}{4} (2D_{\text{п}}^2 - d^2)}{E} \cdot \frac{dp}{dt}. \quad (4)$$

Після перетворення до форми Коші відносно похідної dp / dt отримаємо наступне рівняння

$$\frac{dp}{dt} = E \frac{Q_{\text{сум}} - v \frac{\pi}{4} (2D_{\text{п}}^2 - d^2)}{V_{\text{сум}} + y \frac{\pi}{4} (2D_{\text{п}}^2 - d^2)}, \quad (5)$$

і після його інтегрування визначаємо зміну тиску в часі в гідроциліндрах системи рульового керування

$$p = \int_0^t E \frac{Q_{\text{сум}} - v \frac{\pi}{4} (2D_{\text{п}}^2 - d^2)}{V_{\text{сум}} + y \frac{\pi}{4} (2D_{\text{п}}^2 - d^2)} dt. \quad (6)$$

Рівняння руху штоків навантажених гідроциліндрів Ц1 і Ц2, виходячі з принципу Даламбера, має вигляд

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} \left[(S_{1\text{п}} + S_{2\text{п}} - S_{2\text{шт}}) p - F_1 - F_2 - F_{1\text{ж.тр}} - F_{2\text{ж.тр}} - \left[-F_{1\text{тр}} - F_{2\text{тр}} \right] \right], \quad (7)$$

де m — маса, що підлягає обертанню, $F_1 + F_2 = F_{\text{сум}}$, $F_{1\text{ж.тр}}$ і $F_{2\text{ж.тр}}$ сумарне зовнішнє зусилля (навантаження), що долається двома гідроциліндрами, $F_{1\text{ж.тр}}$ і $F_{2\text{ж.тр}}$ — рідинне тертя в гідроциліндрах Ц1 і Ц2, $F_{1\text{тр}}$ і $F_{2\text{тр}}$ — напівсухе тертя поршнів та штоків гідроциліндрів Ц1 і Ц2.

Зробимо припущення про постійність тертя в обох гідроциліндрах Ц1 і Ц2

$$F_{\text{ж.тр}} = F_{1\text{ж.тр}} + F_{2\text{ж.тр}} = \text{const}, F_{\text{тр}} = F_{1\text{тр}} + F_{2\text{тр}} = \text{const} \quad (8)$$

та з урахуванням $S_{1\text{п}} = S_{2\text{п}}$ отримаємо таку форму запису рівняння (7)

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} \left[(2S_{1\text{п}} - S_{2\text{шт}}) p - F_{\text{сум}} - F_{\text{ж.тр}} - F_{\text{тр}} \right]. \quad (9)$$

Після двох послідовних інтегрувань цього рівняння маємо вирази для швидкості та переміщення штоків гідроциліндрів при повороті трактора

$$v = \int_0^t \frac{1}{m} \left[\frac{\pi}{4} (2D_{\text{п}}^2 - d^2) p - F_{\text{сум}} - F_{\text{ж.тр}} - F_{\text{тр}} \right] dt, \quad y = \int_0^t v dt. \quad (10)$$

Для проведення розрахунків приймаємо такі залежності для навантажень рідинного та напівсухого тертя [10]

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{тр}0} \cdot \text{sign } v, \quad F_{\text{ж.тр}} = \beta \cdot v \quad (11)$$

де $F_{\text{тр}0}$ і v — сила тертя та коефіцієнт рідинного тертя, відповідно.

Для проведення динамічного аналізу роботи системи скористаємося обчислювальними блоками пакету Vis-Sim [12] з урахуванням використання блоків Variable. При моделюванні системи рульового керування з двома гідроциліндрами аналізуються перехідні процеси в системі і її вихід на сталий режим. При розрахунках за допомогою цих блоків задаємо лінійний закон зміни сили зовнішнього навантаження та витрати робочої рідини або задаємо їх числовими значеннями.

Для вирішення рівнянь математичної моделі скористаємося чисельним методом Рунге—Кутта четвертого порядку з дискретністю $\Delta = 0,001$ с. Результати досліджень отримані у вигляді розрахункових осцилограм.

На штоки гідроциліндрів, сполучених з колесами трактора, діє максимальне сумарне значення навантаження $F_{\text{сум}} = F_1 + F_2 = 100$ кН.

На рисунку 2 показано схему завдання початкових даних для динамічного розрахунку системи рульового керування колісного трактора ХТЗ-17021.

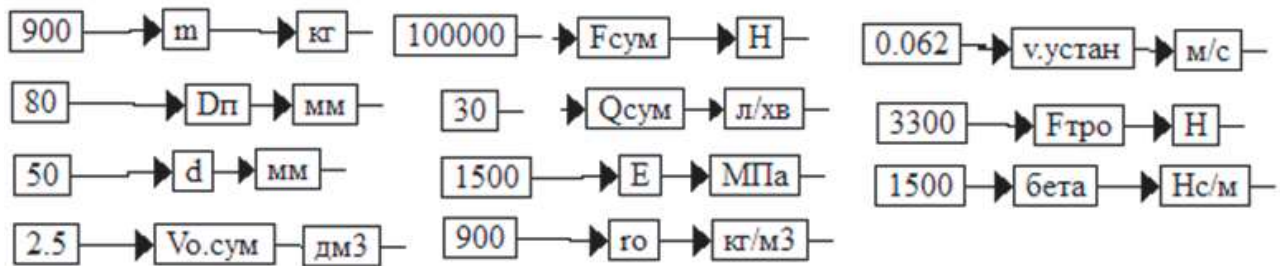


Рисунок 2 – Блок завдання початкових даних в пакеті VisSim

Далі на рисунку 3 приведений блок VisSim для розрахунку тиску в системі, на рисунку 4 блок для розрахунку швидкості та переміщення гідроциліндрів і на рисунку 5 блоки завдання лінійних за часом дії навантаження (а) та витрати робочої рідини (б) при здійсненні повороту керма.

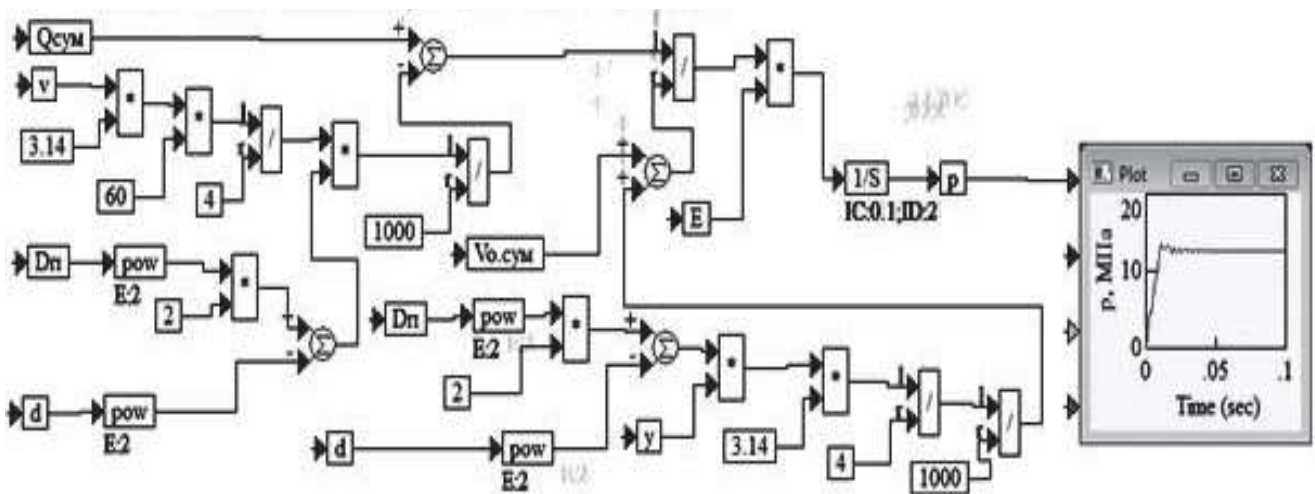


Рисунок 3 — Блок VisSim для розрахунку тиску в системі рульового керування

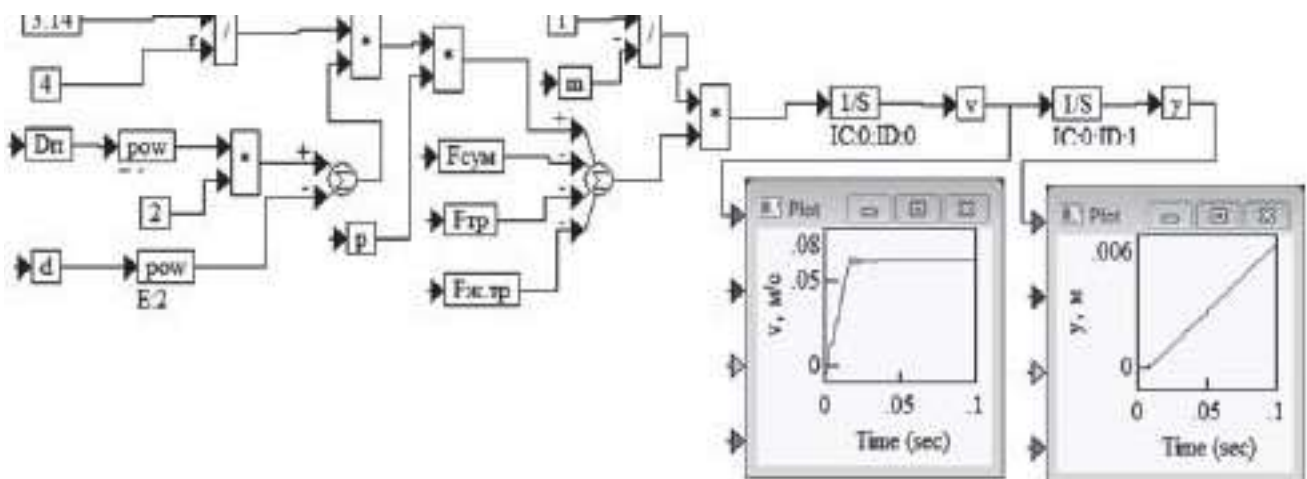


Рисунок 4 — Блок VisSim для розрахунку швидкості та переміщення гідроциліндра у системі рульового керування

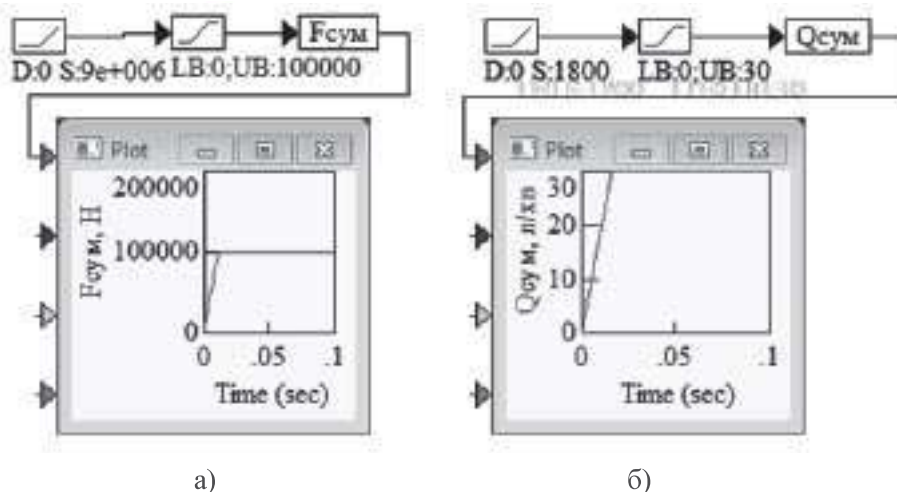


Рисунок 5 — Приклад завдання лінійного закону зміни навантаження (а) та витрати робочої рідини (б) до їх максимальних значень в пакеті VisSim

На рисунку 6 зображено блоки «тар-блокнот» чисельних завдань навантаження та витрати робочої рідини.

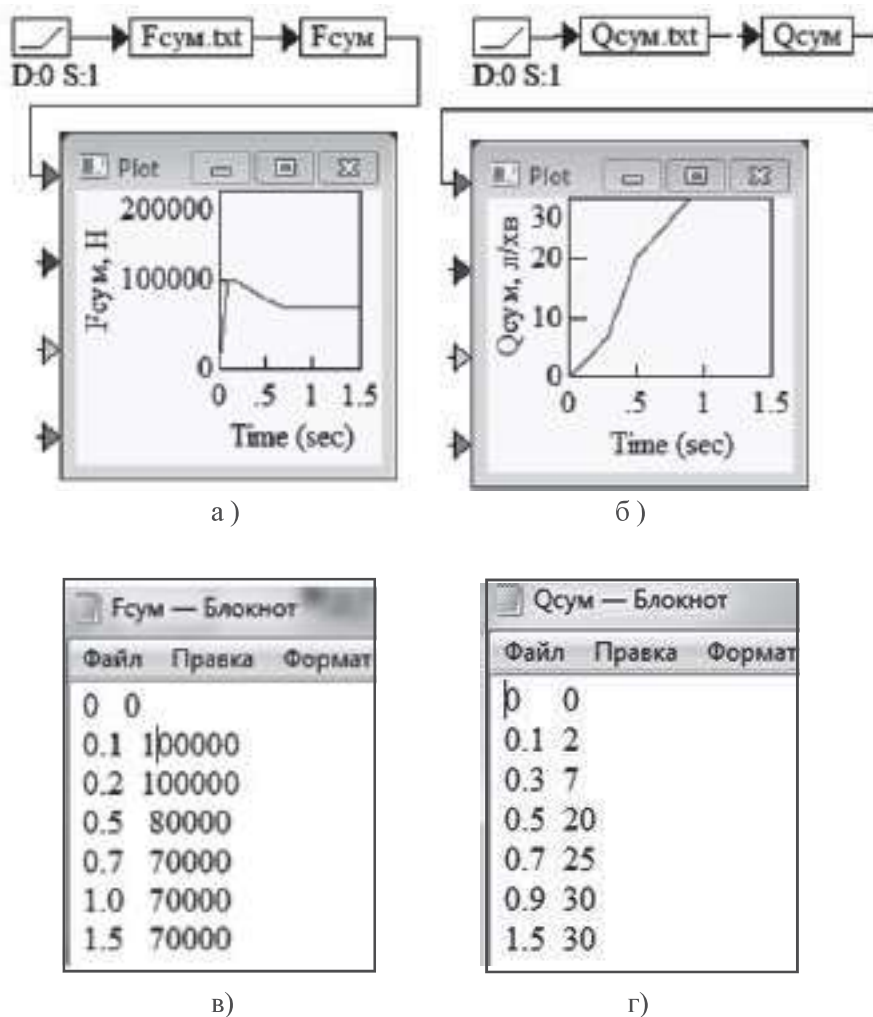


Рисунок 6 — Приклад чисельного завдання зміни навантаження (а) та витрати робочої рідини (б) в блоках «тар-блокнот» (в) і (г), відповідно в пакеті VisSim

На рисунку 7 зображено блоки для розрахунку значень рідинного та напівсухого тертя у гідроциліндрах.

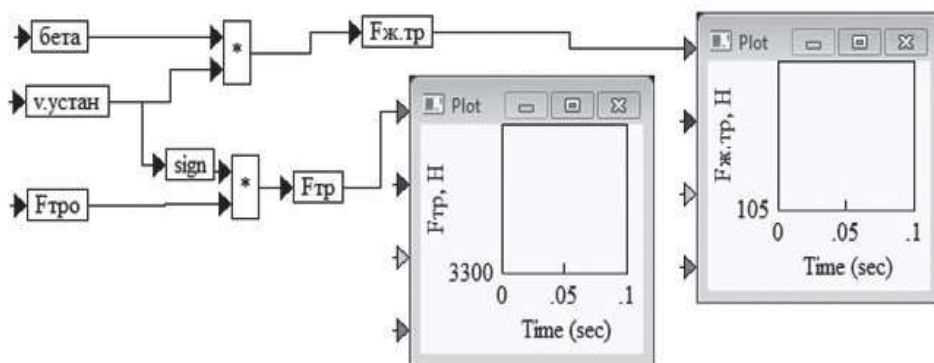


Рисунок 7 — Розрахунок значень рідинного та напівсухого тертя в гідроциліндрах
рульового керування трактора

Результати моделювання часу встановлення максимальних значень навантаження на гідроциліндри та витрати робочої рідини на вплив на тиск в їхніх порожнинах свідчать (рисунок 8), що при завданні досить плавного зростання навантаження — за період 0,1 с, та виходу на максимальну витрату за 0,9 с коливань тиску в системі немає і максимальне значення тиску дорівнює 12,75 МПа.

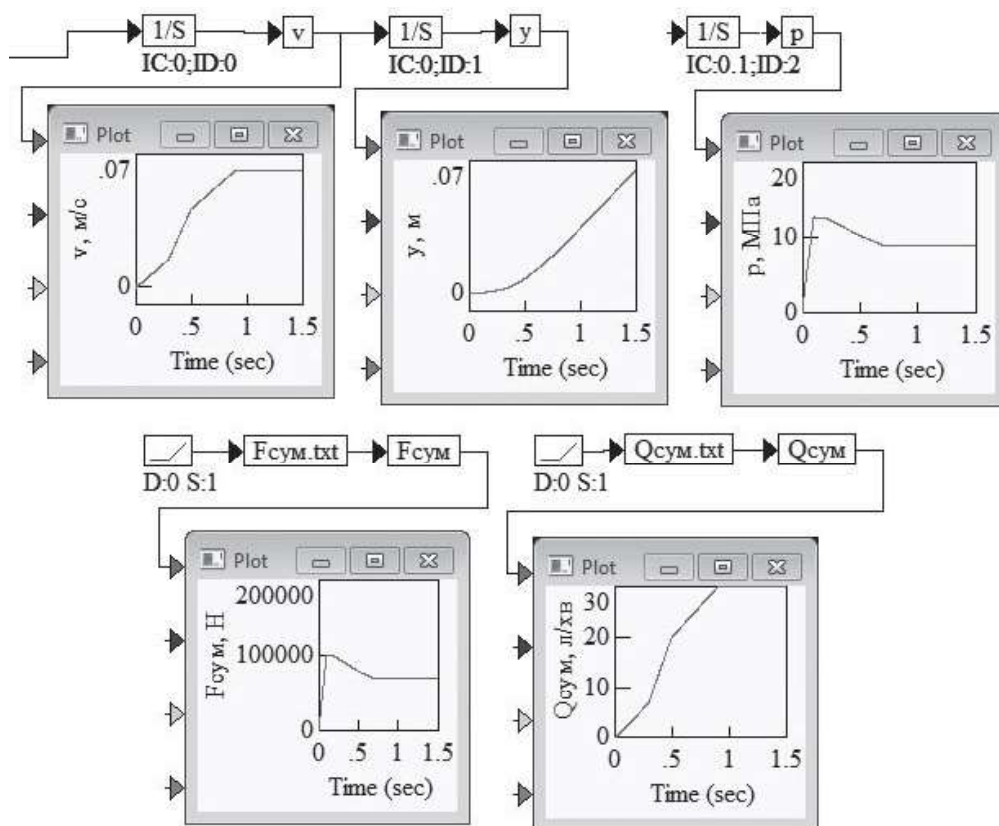


Рисунок 8 — Зміна швидкості і переміщення гідроциліндрів, та тиску в об'ємному гідроприводі
при завданні максимального навантаження за 0,1 с та витрати за 0,9 с

При зростанні навантаження за 0,001 с згідно рисунка 9 та виходу на максимальну витрату 30 л/хв за 0,7 с мають місце коливання тиску до 20 МПа, що вже є небезпечним для ресурсу насоса. Також виникають коливання швидкості гідроциліндрів, але вони не перевищують робочої швидкості в 0,062 м/с.

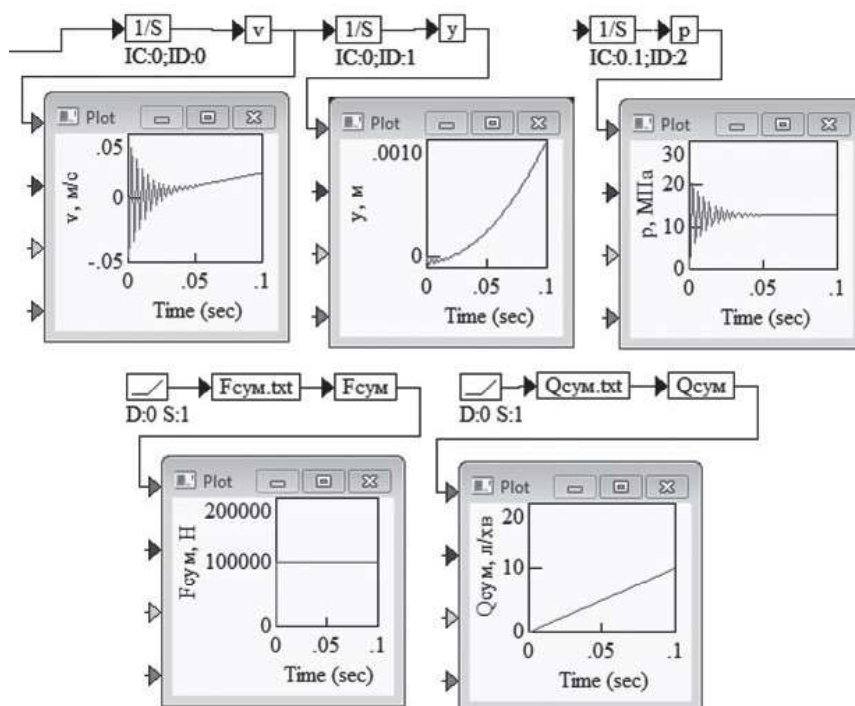


Рисунок 9 — Зміна швидкості і переміщення гідроциліндрів, та тиску в об'ємному гідроприводі при завданні максимального навантаження за 0,001 с та витрати за 0,7 с

На рисунку 10 показано результати досліджень, коли завдавався цикл обертання керма. За допомогою блока «тар-блокнот» визначались режими зрушування керма, знаходження його у встановленому положенні та обертання в початкове положення. Це дозволяє прослідкувати весь цикл роботи системи рульового керування трактора.

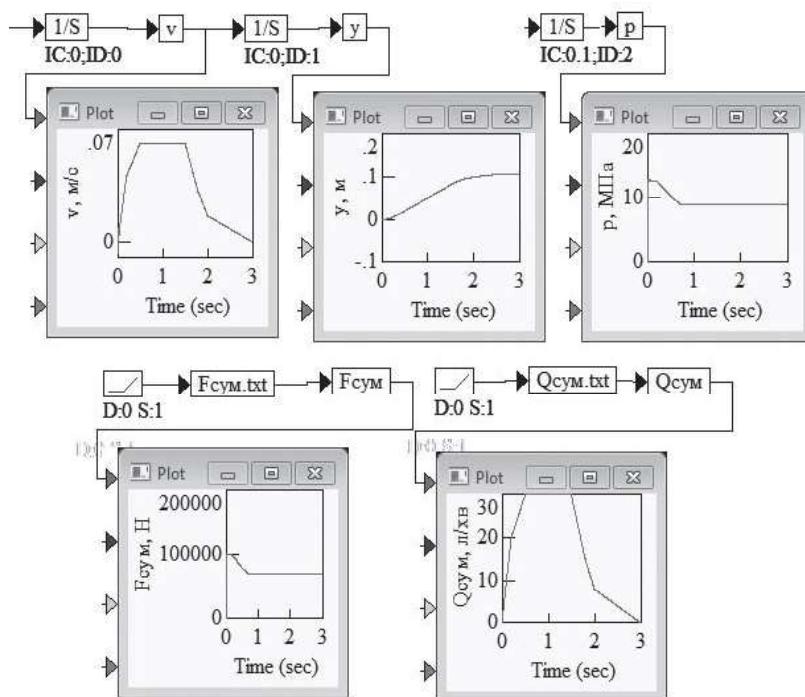


Рисунок 10 — Зміна швидкості і переміщення гідроциліндрів та тиску в системі при заданому циклі повороту керма

При зрушуванні рулевого колеса починається переміщення гідроциліндрів і навантаження завдяки сухому тертю є максимальним і досягає заданого значення при статичному розрахунку ($F_{\text{сум}} = 100 \text{ кН}$), потім завдяки змішаному та рідинному тертю коефіцієнт тертя знижується і навантаження також зменшується приблизно до 80 кН .

Тести згідно рисунків 8 і 9 проводили при максимальному модулі пружності робочої рідини ($E = 1500 \text{ МПа}$), що відповідає добре очищеній робочій рідині від нерозчиненого повітря. При зниженні модуля пружності робочої рідини до $E = 500 \text{ МПа}$ (рисунок 11) суттєво зростають коливання тиску — до 24 МПа , а також коливання швидкості гідроциліндрів до $0,1 \text{ м/с}$ (робоча максимальна швидкість $0,062 \text{ м/с}$). Таке критично низьке значення модуля пружності набуває, коли у робочій рідині багато нерозчиненого повітря. При цьому період стабілізації тиску зростає і досягає майже $1,0 \text{ с}$ та виникають високочастотні коливання до 150 Гц (30 коливань за $0,2 \text{ с}$). Максимальний тиск робочої рідини спочатку досягає 24 МПа , а при подальшій стабілізації становить біля 12 МПа . Зменшення максимального значення тиску є важливим показником з точки зору підвищення надійності гідросистеми, зокрема, довговічності насоса, насос-дозатора та рукавів високого тиску.

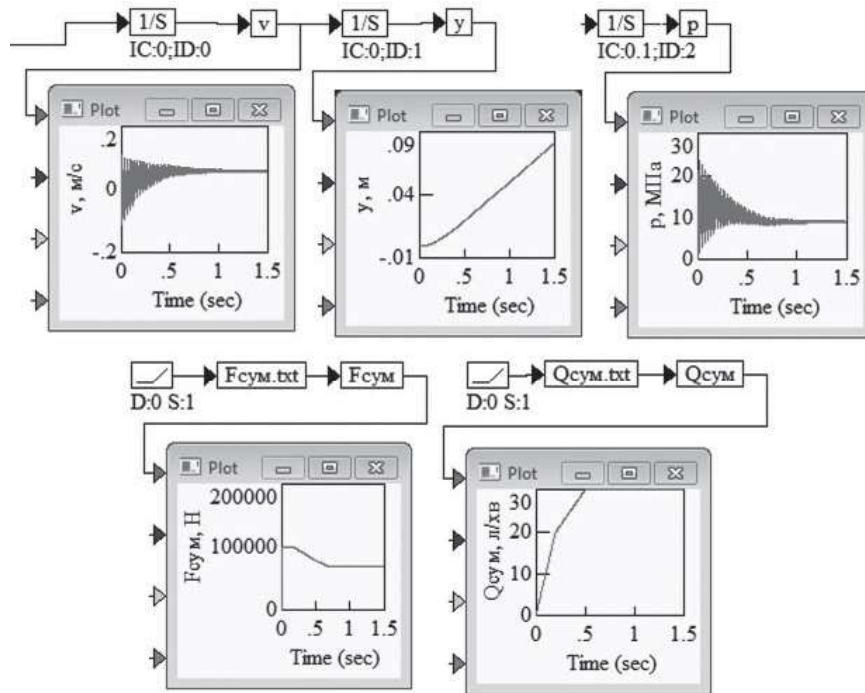


Рисунок 11 — Зміна швидкості і переміщення гідроциліндрів та тиску в системі рулевого керування при заданні максимального навантаження за $0,001 \text{ с}$ та витрати за $0,7 \text{ с}$ при зниженні модуля пружності робочої рідини до 500 МПа

Висновки

Результати досліджень динамічних процесів у силовому контурі рулевої системи об'ємного гідропривода з використанням методики імітаційного моделювання за допомогою прикладних програм в пакеті VisSim дають можливість зробити наступні висновки.

1. При роботі системи рулевого керування, тобто упродовж повертання керма від його нейтрального положення, у залежності від швидкості обертання, мають місце коливальні процеси у порожнинах гідроциліндрів, які можуть удвічі перевищувати робочий тиск. Але при зменшенні швидкості обертання керма (до значення приблизно в $0,1 \text{ с}$) коливання повністю відсутні.

2. Завдання періоду зростання навантаження та витрати робочої рідини за допомогою блока «тар-блокнот» зручніше, ніж тільки за лінійним законом зрушування, оскільки дає можливість встановлювати різну швидкість розгону та, за необхідності, контролювати стаціонарний режим і повернення керма до початкового положення.

3. Треба відзначити виникнення суттєвих коливань тиску в системі при низькому модулі пружності робочої рідини, що пов'язане з присутністю в ній значної кількості нерозчиненого повітря. Тому необхідно приділяти увагу дегазації робочої рідини шляхом оснащення гідробака діагональною перегородкою та використання спеціальних дегазаторів. Для попередження коливань необхідно дегазувати робочу рідину, для чого потрібно випускати повітря з системи за допомогою спеціальних гідропристроїв.

Література

1. Сучасні тенденції розвитку систем гідрооб'ємного рульового керування / М. І. Іванов, О. М. Переяславський, С. А. Шаргородський, О. О. Моторна // Промислова гідраліка і пневматика. — 2011. — 4(34). — С. 109—112.
2. Аврунін, Г.А. Гідралічне обладнання будівельних та дорожніх машин / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов. — ХНАДУ, 2016. — 438 с.
3. *Трактор ХТЗ-17021. Інструкція по експлуатації 170.00.000.ІЕ.* [HTZ-17021 tractor: Operating Instructions 170.00.000.IE], (1999). — 170 с.
4. Інструкція з експлуатації комбайнів Claas Lexion 510-560, [Електронний ресурс] — Режим доступу: http://5741.ltd.ua/download/ba_lexion_510-560.pdf.
5. Модернізація об'ємних гідроприводів навісного обладнання колесних тракторів ПАО «ХТЗ ім. С. Орджонікідзе» / Г. А. Аврунін, В. І. Аносов, В. Н. Рулев, В. Б. Самородов // Промислова гідраліка і пневматика — 2014. — №4(46). — С. 71—82.
6. Danfoss. Steering. Steering components and systems. URL: https://www.danfoss.com/en/products/steering/?sort=default_sort. Title of the screen.
7. EATON. Steering systems. Hydraulic Steering. Steering unit. URL: [https://www.eaton.com/us/en-us/products/steering-systems/hydraulic-steering.facets\\$1737303558.html](https://www.eaton.com/us/en-us/products/steering-systems/hydraulic-steering.facets$1737303558.html) Title of the screen.
8. Усовершенствование конструкции насос-дозатора системы гидрообъемного рулевого управления самоходных машин / Н. И. Иванов, О. О. Моторная, Л. П. Середя, А. М. Переяславский. // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences.— Lublin. 2014.— Vol. 16, №5. — С. 103—114.
9. <https://agro-maximum.com.ua/p347535202-nasos-dozator-lifam.html>.
10. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода / З. Л. Финкельштейн, О. М. Яхно, В. Г. Чебан, З. Я. Лурье, І. А. Чекмасова — Киев: ВПИ ВПК «Политехника», 2006. — 216 с.
11. Гідропривод сільськогосподарської техніки: Навчальне видання / О. М. Погорілець, М. С. Волянський, В. Д. Войтюк, С. І. Пастушенко / За ред. О.М. Погоріляця. — К.: Вища освіта, 2004. — 368 с.
12. Систук, В. А. Возможности использования программы имитационного моделирования PTV VISSIM для подготовки специалистов по направлениям «Транспортные технологии» и «Автомобильный транспорт» / В. А. Систук, А. А. Богачевский, В. Ю. Шумский // Інформаційні технології і засоби навчання. — 2016. — т. 52. — №2. — С. 93—107.
13. Лурье, З. Я. Динамика двухмерной системы управления мехатронного гидроагрегата навесным оборудованием трактора / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента, А. И. Панченко // Промислова гідраліка і пневматика. — 2017. — №3(57). — С. 29—46.

References

1. Ivanov, M. I., Pereyaslavskiy, O. M., Shargorodskiy, S. A., & Motorna, O. O. Suchasni tendentsii rozvitku system gidroobiemnogo ruliovogo keruvannya [Current trends in the development of volume steering systems]. *Promyslova gidravlika i pnevmatyka*. — Industrial hydraulics and pneumatics. — 2011. — 4(34). — S. 109—112.
2. Avrunin, G. A., Kirichenko I. G. & Samorodov V. B. (2016). *Gidravlichne obladnannya budivelnnykh ta dorozhnykh mashin* [Hydraulic equipment for construction and road machines]. Kharkiv: KhNADU [In Ukrainian].
3. *Traktor HTZ-17021. Instruksiya po ekspluatatsii 170.00.000.IE.* [KhTZ-17021 tractor: Operating Instructions 170.00.000.IE]. (1999). Kharkiv: KhTZ [In Russian].
4. *Instruktsiya z ekspluatatsii kombainiv Claas Lexion 510-560* [Operating instructions for Claas Lexion 510-560 combines]. http://5741.ltd.ua/download/ba_lexion_510-560.pdf.
5. Avrunin, G. A., Anosov, V. I., Rulev, V. N. & Samorodov, V. B. (2014). Modernizatsiya obiomnykh gidroprivodov navesnogo oborudovaniya kolesnykh traktorov PAO «HTZ im. S. Ordzhonikidze» [Modernization of volume hydraulic drives of the hinged equipment of wheeled tractors RAO «KhTZ named S. Ordzhonikidze» // *Promyslova gidravlika i pnevmatyka*. — Industrial hydraulics and pneumatics, 4(46), 71—82, [In Russian].
6. Danfoss. Steering. Steering components and systems. *danfoss.com*. Retrieved from: https://www.danfoss.com/en/products/steering/?sort=default_sort. Title of the screen.
7. EATON. Steering systems. Hydraulic Steering. Steering unit. *eaton.com*. Retrieved from: [https://www.eaton.com/us/en-us/products/steering-systems/hydraulic-steering.Facets\\$1737303558.html](https://www.eaton.com/us/en-us/products/steering-systems/hydraulic-steering.Facets$1737303558.html). Title of the screen.
8. Ivanov, N. I., Motornaya, O. O., Sereda, L. P. & Pereyaslavskiy, A. N. (2014). Usovershenstvovanie konstruktsii nasos-dozatora sistemy gidroobiomnogo rulevogo upravleniya samokhodnykh mashin [Improvement of the design of the metering pump of the hydrostatic steering system of self-propelled machines]. *MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture*, Vol. 16, №5, 103—114 [In Russian].
9. <https://agro-maximum.com.ua/p347535202-nasos-dozator-lifam.html>.

10. Finkelshtejn, Z. L., Yakhno, O. M., Cheban, V. G., Lurie, Z. Ya. & Chekmasova, I. A. (2006). *Raschet, proektirovanie i ekspluatatsiya obyomnogo gidroprivoda* [Calculation, design and operation of a volumetric hydraulic drive]. — Kiev: NTUU «KPI» VPI VPK «Politehnika». [In Russian].
11. Pogorilec, O. M., Volyanskiy, M. S., Voityuk, V. D. & Pastushenko, S. I. (Ed.) O.M. Pogorilec. (2004). *Gidropriyvid silskogospodarskoi tekhniki: Navchalne vidannya* [Hydraulic drive of agricultural machinery: Educational edition]. — K.: Vyshcha osvita [In Ukrainian].
12. Sistuk, V. A., Bogachevskiy, A. A., Shumskiy, V. Yu. (2016). Vozmozhnosti ispolzovaniya programmy imitacionnogo modelirovaniya PTV VISSIM dlya podgotovki specialistov po napravleniyam «Transportnye tekhnologii» i «Avtomobilnyi transport» [Possibilities of using the PTV VISSIM simulation program for training specialists in the areas of «Transport technologies» and «Automobile transport»]. *Information technologies and teaching aids*, vol. 52, #2, 93—107 [In Russian].
13. Lurie, Z. Ya., Centa, E. N. & Panchenko, A. I. (2017). Dinamika dvukhmernoi sistemy upravleniya mekhatronnogo gidroagregata navesnym oborudovaniem traktora [Dynamics of a two-dimensional control system of a mechatronic hydraulic unit for tractor attachments]. — *Promyslova gidravlika i pnevmatyka. — Industrial hydraulics and pneumatics*, #3(57), 29—46 [In Russian].

УДК 621.225

Имитационное моделирование динамики объемного гидропривода рулевого управления колесного трактора

О. А. Моторна, А. М. Переяславский, В. Б. Самородов, Г. А. Аврунин, И. И. Мороз

Цель. Анализ динамики объемного гидропривода рулевого управления колесного трактора ХТЗ-17021 путем имитационного моделирования работы исполнительных гидроцилиндров при повороте колес и исследования изменения давления рабочей жидкости и перемещения штоков этих гидроцилиндров при различных режимах работы системы.

Методы исследований. Использована методика имитационного моделирования, когда переменные, описывающие поведение исполнительных гидроцилиндров рулевой системы, определяются дифференциальными уравнениями, а их взаимодействие с другими частями системы устанавливается определенными алгоритмами. Дифференциальные уравнения, определяющие давление рабочей жидкости в полостях гидроцилиндров и перемещения их штоков, основываются на принципе неразрывности потоков рабочей жидкости и принципе Даламбера. Для проведения моделирования по предложенной методике использовался пакет прикладных программ VisSim. Исследование изменения параметров в тандем-гидроцилиндрах поворота колес при их смещении при управляющем воздействии в виде роста расхода рабочей жидкости в выходных каналах насос-дозатора и внешней нагрузки, что преодолевается исполнительными гидроцилиндрами. Также исследовалось влияние модуля упругости рабочей жидкости, который уменьшается при ее насыщении нерастворенным воздухом.

Результаты исследований. При пуске гидропривода рулевого управления, то есть при повороте рулевого колеса от своего нейтрального положения, в зависимости от интенсивности работы водителя рулем имеют место колебательные процессы в полостях гидроцилиндров, которые могут вдвое превысить рабочее давление. Но уже при уменьшении интенсивности вращения рулевого колеса до значения примерно в 0,1 с, колебания полностью отсутствуют. Существенные колебания давления в гидроприводе имеют место также при недостаточном модуле упругости рабочей жидкости, поэтому нужно уделять постоянное внимание ее дегазации.

Выводы. Результаты исследований дают основание сделать вывод о необходимости изучения характера роста расхода рабочей жидкости непосредственно на выходе из реального насос-дозатора, то есть заменив моделирование на ее фактическое значение. Задача изменения времени нагрузки и расхода рабочей жидкости с помощью блока tap-VisSim удобнее, чем по линейному закону, так как дает возможность задавать разный темп разгона гидроцилиндров и при необходимости контролировать стационарный режим рулевого колеса в нейтральном положении.

Ключевые слова: объемный гидропривод рулевого управления, колесный трактор, математическая модель, моделирование динамики, пакет программ VisSim, колебания давления.

Simulation of the dynamics of the volumetric hydraulic drive of the steering of a wheeled tractor

O. O. Motorna, O. M. Pereyaslavskiy, V. B. Samorodov, G. A. Avrunin, I. I. Moroz

Aim. Analysis of the dynamics of the hydraulic fluid power of the steering of the wheel tractor XTZ-17021 by simulating the operation of the executive hydraulic cylinders when turning the wheels and studying the change in the pressure of the working fluid and the movement of the rods of these hydraulic cylinders under various operating modes of the system.

Method of research. The used simulation technique, when the variables describing the behavior of the executive hydraulic cylinders of the steering system are determined by differential equations, and their interaction with other parts of the system is established by certain algorithms. Differential equations that determine the pressure of the working fluid in the cavities of the hydraulic cylinders and the movement of their rods are based on the principle of continuity of the working fluid flow and the d'Alembert principle. To carry out the modeling according to the proposed method, the VisSim software package was used.

Investigation of the change in parameters in the tandem-hydraulic cylinders of wheel rotation when they are displaced under the control action in the form of an increase in the flow rate of the working fluid in the output channels of the metering pump and the external load, which is overcome by the executive hydraulic cylinders. The influence of the modulus of elasticity of the working fluid, which decreases when it is saturated with undissolved air, was also investigated.

Results of research. When the hydraulic fluid power of the steering is started, that is, when the steering wheel is turned from its neutral position, depending on the intensity of the driver's work with the steering wheel, oscillatory processes take place in the cavities of the hydraulic cylinders, which can exceed the operating pressure twice. But even with a decrease in the intensity of rotation of the steering wheel to a value of about 0,1 s, oscillations are completely absent. Significant pressure fluctuations in the hydraulic fluid power also occur when the modulus of elasticity of the working fluid is insufficient, therefore, constant attention must be paid to its degassing.

Conclusion. The research results give grounds to conclude that it is necessary to study the nature of the growth of the flow rate of the working fluid directly at the outlet of the real metering pump, that is, replacing the simulation with its actual value. The task of changing the load time and the flow rate of the working fluid using the map-VisSim block is more convenient than using the linear law, since it makes it possible to set a different acceleration rate of the hydraulic cylinders and, if necessary, control the stationary mode of the steering wheel in the neutral position.

Key words: hydraulic fluid power steering drive, wheeled tractor, mathematical model, dynamics simulation, VisSim software package, pressure fluctuations.

Відомості про авторів

Самородов Вадим Борисович

Харківський національний технічний університет «Харківський політехнічний Інститут» (НТУ ХПІ), м. Харків, 067-5777126, ORCID 0000-0002-2965-5460, samorodovvadimat@gmail.com.

Самородов Вадим Борисович

Харьковский национальный политехнический университет «Харьковский политехнический институт» (НТУ ХПИ), г. Харьков, тел. 067-5777126, ORCID 0000-0002-2965-5460 samorodovvadimat@gmail.com.

Samorodov Vadim Borisovich

National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute» (NTU KHPI), Kharkov, tel. 067-5777126, ORCID 0000-0002-2965-5460 samorodovvadimat@gmail.com.

Аврунін Григорій Аврамович

Харківський національний автомобільно-дорожній університет (ХНАДУ), м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25, тел.: 050-5966253, ORCID 0000-0002-0191-3149, griavrunun@ukr.net

Аврунун Григорий Аврамович

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет (ХНАДУ), г. Харьков, тел. : 050-5966253, ORCID 0000-0002-0191-3149, griavrunun@ukr.net

Avrunin Grigory

Kharkov national motor-car-travelling university, st. Yaroslava Mudrogo, 25, Kharkov, 61002, tel. : (050) 596-62-53, ORCID 0000-0002-0191-3149, griavrunin@ukr.net.

Мороз Ірина Іванівна

Харківський національний автомобільно-дорожній університет (ХНАДУ), м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25. тел. : 0577053216, ORCID 0000-0001-5950-2089, irinamoroz25.01@ukr.net.

Мороз Ирина Ивановна

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет (ХНАДУ), г. Харьков, ул. Ярослава Мудрого, 25. тел. : 0577053216, ORCID 0000-0001-5950-2089, irinamoroz25.01@ukr.net.

Moroz Irene

Kharkov national motor-car-travelling university, tel. 0577053216, ORCID 0000-0001-5950-2089, irinamoroz25.01@ukr.net.