

**Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний аграрний університет
ННВК «Всеукраїнський науково-навчальний консорціум»
Луїзіанський державний університет, США
Технічний університет м. Габрово, Болгарія
Технічний університет м. Софія, Болгарія
Національний університет біоресурсів і природокористування України
Харківський національний технічний університет сільського
господарства ім. Петра Василенка**



**ПРОГРАМА
МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ
КОНФЕРЕНЦІЇ**

**«Проблеми та перспективи інноваційної діяльності в
агропромисловій інженерії»**



19-20 листопада 2020 року
ВНАУ, вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна
Захід внесено в реєстр УкрІНТЕІ (посвідчення № 662 від 28 жовтня 2020 р.)

ПОРЯДОК РОБОТИ КОНФЕРЕНЦІЇ

19 листопада 2020 р.

Ознайомлення з науково-технічними розробками та науковими фаховими виданнями Вінницького національного аграрного університету, матеріально-технічною базою університету та ННБК «Всеукраїнського науково-навчального консорціуму».

20 листопада 2020 р.

09⁰⁰-10⁰⁰

Реєстрація учасників (*ауд. 2220*).

10⁰⁰-12⁰⁰

ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ (*ауд. 2220*).

12⁰⁰-14⁰⁰

Перерва.

14⁰⁰-16⁰⁰

РОБОТА СЕКЦІЙ

Секція 1. Прогресивні технології агропромислового машинобудування та інноваційні процеси переробної галузі аграрного сектора економіки (*ауд. 2118*).

Секція 2. Інноваційні техніко-технологічні системи в агроінженерії та технічному сервісі (*ауд. 2319*).

Секція 3. Новітні підходи та досягнення електроінженерії в контексті енергоефективного розвитку агропромислового комплексу (*ауд. 3210*).

16⁰⁰-16³⁰

Підведення підсумків конференції.

РЕГЛАМЕНТ

Доповідь на пленарному засіданні – до 10 хв.

Доповідь на секційному засіданні – до 5 хв.

Дискусія – 2–3 хв.

СЕКЦІЯ 1
ПРОГРЕСИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ АГРОПРОМИСЛОВОГО
МАШИНОБУДУВАННЯ ТА ІННОВАЦІЙНІ ПРОЦЕСИ
ПЕРЕРОБНОЇ ГАЛУЗІ АГРАРНОГО СЕКТОРА ЕКОНОМІКИ

Голова секції: Веселовська Наталія Ростиславівна – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва.

Секретар секції: Моторна Оксана Олексіївна – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва.

14:00 – 14:05 **НОВІТНІЙ ПІДХІД ДО ОЦІНКИ ГЕОМЕТРИЧНОЇ СТРУКТУРИ ОБРОБЛЕНОЇ ПОВЕРХНІ**

Веселовська Наталія Ростиславівна, доктор технічних наук, професор кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва

Вінницький національний аграрний університет

14:05 – 14:10 **ДОСЛІДЖЕННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНОЇ ВІБРОСУШАРКИ КИПЛЯЧОГО ШАРУ ДЛЯ ПЕРЕРОБЛЕННЯ ВІДХОДІВ ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ**

Севостьянов Іван Вячеславович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технологічних процесів та обладнання переробних та харчових виробництв

Вінницький національний аграрний університет

14:10 – 14:15 **ЗАСТОСУВАННЯ МОДЕЛІ АНІЗОТРОПНОГО ЗМІЦНЕННЯ В НЕМОНОТОННИХ ПРОЦЕСАХ ПЛАСТИЧНОГО ДЕФОРМУВАННЯ МЕТАЛІВ**

Сивак Роман Іванович, доктор технічних наук, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці

Вінницький національний аграрний університет

14:15 – 14:20 **ЗАСТОСУВАННЯ МЕХАТРОНИХ СИСТЕМ У ГАЛУЗЕВОМУ МАШИНОБУДУВАНІ (НА ПРИКЛАДІ КЕРОВАНОГО ВІБРАЦІЙНОГО МЛИНА ДЛЯ ПОМОЛУ СИПКОГО СЕРЕДОВИЩА)**

Солоня Олена Василівна, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці

Вінницький національний аграрний університет

14:20 – 14:25 **РОЗРОБКА ТА АНАЛІЗ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПОЛЬОВОГО СУШІННЯ СІНА**

Спірін Анатолій Володимирович, кандидат технічних наук, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці

Вінницький національний аграрний університет

- 14:25 – 14:30** **ОБГРУНТУВАННЯ ЕКСПУАТАЦІЙНИХ РЕЖИМІВ ТЕРКОВОГО ПРИСТРОЮ**
Твердохліб Ігор Вікторович, кандидат технічних наук, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці
Вінницький національний аграрний університет
- 14:30 – 14:35** **ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ФАКТОРІВ НА ПРОЦЕС ВИДАВЛЮВАННЯ РІЗЬБИ**
Токарчук Олексій Анатолійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технологічних процесів та обладнання переробних і харчових виробництв
Вінницький національний аграрний університет
- 14:35 – 14:40** **ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ДЕФОРМАЦІЇ ШКАРАЛУПИ ВОЛОСЬКОГО ГОРІХА**
Полевода Юрій Алікович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технологічних процесів та обладнання переробних і харчових виробництв
Вінницький національний аграрний університет
- 14:40 – 14:45** **ОСОБЛИВОСТІ ВРАХУВАННЯ ХВИЛЬОВИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ ПОБУДОВІ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ**
Шаргородський Сергій Анатолійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва
Вінницький національний аграрний університет
- 14:40 – 14:45** **ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПАСПОРТА МАТЕРІАЛУ ЗАГОТОВОК ПОРШНЯ І ШАТУНА АКСІАЛЬНО-РОТОРНОГО ПОРШНЕВОГО НАСОСА**
Музичук Василь Іванович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технологічних процесів та обладнання переробних і харчових виробництв
Вінницький національний аграрний університет
- 14:45 – 14:50** **ОСОБЛИВОСТІ СТЕНДА ДЛЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ НАСОСІВ-ДОЗАТОРІВ СИСТЕМ ГІДРООБ'ЄМНОГО РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ САМОХІДНИХ МАШИН ПРИ ДІЇ ПОПУТНОГО НАВАНТАЖЕННЯ**
Моторна Оксана Олексіївна, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва
Вінницький національний аграрний університет

Ministry of Education and Science of Ukraine
Vinnytsia National Agrarian University
ESIC «All-Ukrainian Scientific-Educational Consortium»

Louisiana State University, USA
Technical University of Gabrovo, Bulgaria
Technical University of Sofia, Bulgaria

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture



LSU

LOUISIANA STATE UNIVERSITY



SERTIFICATE OF PARTICIPATION

CONFIRMS THE PARTICIPATION IN THE INTERNATIONAL SCIENTIFIC-PRACTICAL CONFERENCE

«PROBLEMS AND PROSPECTS OF INNOVATIVE ACTIVITY IN
AGRICULTURAL ENGINEERING» ISSUED TO:

Serhii Sharhorodskyi

STATE REGISTRATION № 662 FROM 28.10.2020 p.

PRESIDENT OF CONSORTIUM

GRYGORIJ KALEJNIK

RECTOR OF UNIVERSITY

VICTOR MAZUR



19-20 November 2020, Vinnytsia, Ukraine

ОСОБЛИВОСТІ ВРАХУВАННЯ ХВИЛЬОВИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ ПОБУДОВІ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ

Шаргородський Сергій Анатолійович,

кандидат технічних наук, доцент кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва

Вінницький національний аграрний університет

У зв'язку розвитком технологій вирощування сільськогосподарських культур, перед виробникам сільськогосподарської техніки постало питання забезпечення нових технологій відповідними машинами та агрегатами із покращеними технічними характеристиками

Одним з ефективних засобів підвищення технічних показників сільгоспмашин є гідрофікація приводу активних робочих органів за рахунок заміни існуючого механічного на груповий гідропривод з послідовним сполученням гідромоторів.

Однією з особливостей групових гідроприводів виконавчих органів сільськогосподарських машин є те, що магістралі, які з'єднують гідроагрегати, можуть мати значну довжину. Це пов'язане з тим, що подача рідини в гідросистему здійснюється від насоса, який приводиться в рух від валу відбору потужності двигуна, а активні робочі органи (транспортери, копачі, вентилятори) знаходяться на периферії машини, тобто на значній відстані від насоса.

Отже при експлуатації технологічних машин з гідромоторами, сполученими послідовно, в довгій напорній магістралі можливо виникнення коливань тиску і швидкості переміщення робочої рідини внаслідок хвильових процесів в трубопроводі.

В роботах [1, 2] авторами була наведені математичні моделі групового гідроприводу з 2-ма послідовно з'єднаними гідромоторами і досліджена їх стійкість без врахування хвильових процесів в трубопроводі.

В публікації [3] були визначені діапазони параметрів (характерні об'єми гідромоторів, об'єми комутуючих магістралей) при яких система працює стійко. Одним з висновків, зроблених в цій роботі, є висновок про довжини комутуючих магістралей, які є бажаними при проектуванні групового гідропривода. За цими даними об'єм напорної магістралі не повинен перевищувати $3000 \times 10^{-6} \text{ м}^3$, що відповідає можливій довжині магістралі до 10 м, а об'єм магістралі, що з'єднує гідромотори, має бути не більше $600 \times 10^{-6} \text{ м}^3$, відповідно довжина комутуючої магістралі – до 2 м.

При рекомендованій довжині напорної магістралі можливе виникнення хвильових процесів, що суттєво впливають на роботу групового гідропривода. В зв'язку з цим була поставлена задача розробити математичну модель роботи групового гідроприводу з 2-ма послідовно з'єднаними гідромоторами з врахуванням хвильових процесів в довгій напорній порожнині і дослідити вплив хвильових процесів на роботу системи при різних значеннях об'єму напорної порожнини.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

Питання дослідження впливу хвильових процесів на стійкість і якість роботи систем гідравлічних приводів на сьогодні є досить актуальним. Так у роботі [5] наведено інформацію про можливі хвильові навантаження у двовимірному просторі та способи їх демпфування.

У свою чергу робота [6] присвячена питанням виникнення, дослідження та розробки способів захисту гідравлічних систем літальних апаратів від хвильових процесів, що виникають під час експлуатації даних систем. Проведено аналіз факторів, які впливають на виникнення даного явища у гідравлічній системі літального апарату. Вібрації в системі гідравлічних трубопроводів літальних апаратів, внаслідок збудження в декількох джерелах коливань тиску рідини та серйозного вібраційного середовища планера, можуть спричинити виникнення резонансних явищ, які у свою чергу призводять до руйнування трубопроводів, запірної арматури та перевантаження системи в цілому. Як відзначається у публікації, керування хвильовими процесами у гідравлічній системі є складним але необхідним завданням для забезпечення експлуатації даного виду машин. Показано, що загальноприйняті технології контролю хвильових процесів ефективні в типових конструкціях, таких як аерокосмічні споруди, суднобудівні споруди, морські споруди, моторні споруди тощо. Однак дослідження у галузі хвильових процесів, їх контролю та зменшення впливу були проведені у невеликому обсязі і не у повній мірі розкривають стан даного питання. Враховуючи сучасні тенденції розвитку гідравлічних систем та підвищення вимог до них, у даній публікації розглянуто сучасні технології керування хвильовими процесами у системі довгих трубопроводів. Представлено огляд загальних підходів до вирішення даної задачі, які відповідають різним технологіям керування - пасивним та активним. Дані технології керування побідовані на принципі оптимальної технології компонування трубопроводу та кріплення, методів демпфування перехідних процесів, активного гасіння хвильових процесів. У результаті проведених досліджень запропоновано декілька пропозицій для вирішення питання контролю хвильових процесів у гідравлічних системах. Результати, що наведені у роботі [4] отримані у наслідок проведення фізичного моделювання процесів із досить обмеженими діапазонами зміни вихідних параметрів, що не дозволяє у повній мірі оцінити вплив хвильових процесів на роботу гідравлічної системи та вибрати оптимальні параметри.

На відміну від роботи [4], робота [5] присвячена дослідженню хвильових процесів що виникають при роботі гідравлічних систем методами теорії автоматичного керування. У даній роботі побудовано спрощену математичну модель даного процесу. Для її дослідження виконано дискретне перетворення Фур'є та побудовані амплітудо-фазо частотні характеристики. Аналіз роботи системи проводився у частотній області. Перевагою цього методу є можливість визначення пов'язаних характеристик гідравлічної системи, при яких система буде працювати у необхідному режимі. Для

порівняння виконано такою перетворення даної моделі по Лапласу. Підкреслено, що при використанні обох методів система має лише одну пару рівнянь для кожного режиму поширення хвилі. Запропоновані методи досліджень, що використані у публікації, висвітлює загальні риси між аналізом у частотній області та аналізом методом амплітудо-фазо-частотних характеристик (АФЧХ) у часовій області. Метод підтверджений порівнянням з альтернативним точним аналітичним рішенням, результатами, отриманими дискретним перетворенням Фур'є на основі аналізу АФЧХ, та порівнянням з вимірними даними лабораторного апарату. Але слід відзначити що запропоновані методи є досить наближеними, так як дозволяють проводити аналіз статичних моделей.

У роботі [6] наведено результати досліджень впливу хвильових процесів на осьову вібрацію гідравлічних магістралей. Я відзначається у статті математична модель даного процесу складається із чотирьох рівнянь. Із яких два рівняння описують процес руху рідини, а два інших деформацію стінки труби. Дана математична модель була розв'язана із врахуванням припущення, що розподілене тертя між шарами робочої рідини відсутнє. Для пошуку розв'язків математичної моделі був застосований метод кінцевих елементів. Недоліком даного методу є великі затрати часу для пошуку розв'язку. У цій роботі запропоновано вдосконалений метод, заснований на цьому точному рішенні, який використовує інтерполяцію часової лінії, а не рекурсивний алгоритм для пришвидшення обчислення. Оскільки чисельна дифузія та коливання сильно впливають на точність, досліджуються та порівнюються різні методи інтерполяції. Середня абсолютна похибка та показник індексу структурної подібності були використані для оцінки точності запропонованих методів, і останній спочатку був розроблений для оцінки якості зображення. Запропонована гібридна схема інтерполяції, що поєднує кубічний сплайн та лінійну інтерполяцію, і досягає найвищої точності, і квадратично-лінійна інтерполяція виявляється хорошим вибором, враховуючи як точність, так і ефективність. Розроблений тут метод рішення значно покращує ефективність, зберігаючи прийнятний рівень точності, особливо придатний для довготривалої події. Запропонована методика є досить цікавою, але для отримання вичерпної інформації про процес дослідження необхідно виконати значну кількість розрахунків із змінними початковими умовами, що у свою чергу суттєво збільшує затрати часу на проведення досліджень.

У роботі [7] запропонована комплексна модель для прогнозування динамічної реакції трубопроводу із врахуванням впливу механічних передач привода, сил Коріоліса та відцентрових сил на прикладі гідравлічної системи літального апарату. Як відзначається, коливання тиску, викликані гідравлічним насосом, можуть викликати серйозні вібрації в аерогідравлічній системі трубопроводів, що створює серйозну загрозу для безпеки літака. Тому запропоновано ефективний метод прогнозування коливань тиску рідини та динамічної реакції трубопроводу. Для вирішення рівнянь

гідралічного трубопроводу представлений числовий код. У цьому коді гідралічні рівняння вирішуються методом характеристик, а динамічні рівняння трубопроводу вирішуються методом кінцевих елементів у поєднанні з алгоритмом Ньюмарка. Числовий код перевіряється шляхом порівняння динамічної реакції типового гідралічного трубопроводу з експериментом. Отримані результати свідчать про те, що сучасний комбінуючий метод характеристик та підхід методу скінченних елементів може передбачити динамічну реакцію гідралічного трубопроводу з достатньою точністю, що може служити ефективним інструментом при проектуванні та обслуговуванні аерогідравлічного трубопроводу.

Розрахункова схема гідроприводу, що передбачає врахування хвильових процесів, представлена на рис. 1.

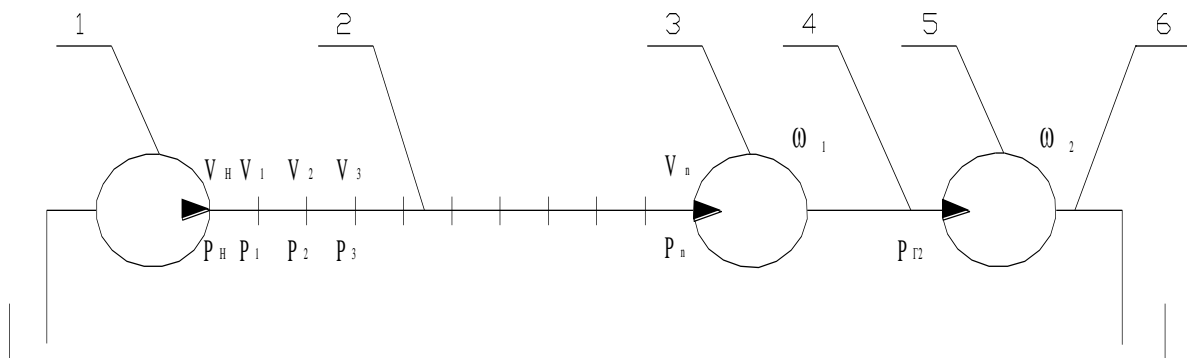


Рис. 1 Схема групового гідроприводу з 2-ма послідовно з'єднаними гідромоторами.

Рідина, що подається від насоса постійної продуктивності $1 Q_n$, надходить в довгий напорний трубопровід 2, що розбивається на n ділянок, до виходу якого підключено перший гідромотор 3. Магістраль 4 з'єднує його послідовно з гідромотором 5, вихід якого з'єднаний зі зливною магістраллю 6.

В цьому випадку математична модель на відзнаку від моделі, наведеної в роботі [2], буде включати модель трубопроводу з розподіленими параметрами, що описується двома диференціальними рівняннями першого порядку в часткових похідних і краєвими умовами, що описують течію рідини в агрегатах, підключених до трубопроводу.

$$\frac{\partial p_n}{\partial x} = -\rho \cdot \left(\frac{\partial v_n}{\partial t} \right) - \xi_n \cdot v_n; \quad (1)$$

$$\frac{\partial v_n}{\partial x} = -\frac{1}{E_n} \cdot \frac{\partial p_n}{\partial t}; \quad (2)$$

$$v_1 = v_H - \frac{V_H}{f_1 \cdot E_H} \cdot \frac{dp_H}{dt}; \quad (3)$$

$$Q_{ex} = v_n \cdot f_2, \quad (4)$$

де $\frac{\partial p_n}{\partial x}$ - зміна тиску по координаті перетину трубопроводу вздовж його вісі;

$\frac{\partial v_n}{\partial t}$ - зміна середньої швидкості рідини по часу;

v_1 - середня швидкість рідини в вхідному перетині трубопроводу;

v_H - середня швидкість подачі рідини від джерела живлення (насоса);

V_H - об'єм рідини в порожнинах джерела живлення;

f_1 - площа прохідного перетину трубопроводу на виході з насосу;

f_2 - площа прохідного перетину трубопроводу на вході першого гідромотору;

E_n - середній модуль об'ємної пружності джерела живлення;

p_H - тиск рідини на виході з джерела живлення;

p_n - тиск рідини на виході з n-ої ділянки трубопроводу;

v_n - швидкість течії рідини на виході з n-ої ділянки трубопроводу;

ρ - щільність робочої рідини;

ξ_n - питомий гідравлічний опір трубопроводу;

E_H - середній модуль об'ємної пружності рідини в трубопроводі;

$Q_{вх}$ - витрата рідини на вході першого гідромотора;

Для чисельного рішення такої системи рівнянь використовується різницевий метод перетворення рівнянь в часткових похідних до системи звичайних диференціальних рівнянь.

Тоді математична модель групового гідроприводу з двома послідовно з'єднаними гідромоторами з урахуванням хвильових процесів в напорній магістралі має вигляд:

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{2}{h \cdot \rho} \cdot (p_H - p_1) - \frac{\xi_1 \cdot v_1}{\rho}; \quad (5)$$

$$\frac{dv_2}{dt} = \frac{1}{h \cdot \rho} \cdot (p_1 - p_2) - \frac{\xi_2 \cdot v_2}{\rho}; \quad (6)$$

.....

$$\frac{dv_n}{dt} = \frac{2}{h \cdot \rho} \cdot (p_{n-1} - p_n) - \frac{\xi_n \cdot v_n}{\rho}; \quad (7)$$

$$\frac{dp_H}{dt} = (v_H - v_1) \cdot \frac{f_1 \cdot E_H}{V_H}; \quad (8)$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{E_1}{h} \cdot (v_1 - v_2); \quad (9)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{E_2}{h} \cdot (v_2 - v_3); \quad (10)$$

.....

$$\frac{dp_{n-1}}{dt} = \frac{E_{n-1}}{h} \cdot (v_{n-1} - v_n); \quad (11)$$

$$\frac{dp_n}{dt} = \frac{v_n \cdot f}{2 \cdot \pi \cdot q_1 \cdot K_1} - \frac{q_1 \cdot \omega_1}{2 \cdot \pi \cdot q_1 \cdot K_1} - \frac{(\sigma_1 + \sigma_{1,2}) \cdot p_{n-1}}{2 \cdot \pi \cdot q_1 \cdot K_1} + \frac{\sigma_{1,2} \cdot p_n}{2 \cdot \pi \cdot q_1 \cdot K_1}; \quad (12)$$

$$\frac{dp_{n+1}}{dt} = \frac{q_1 \cdot \omega_1}{W_2 \cdot K_2} + \frac{\sigma_{1,2} \cdot p_n}{W_2 \cdot K_2} - \frac{q_2 \cdot \omega_2}{W_2 \cdot K_2} - \frac{(\sigma_{1,2} + \sigma_2 + \sigma_{2,3}) \cdot p_{n+1}}{W_2 \cdot K_2}; \quad (13)$$

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{(q_1 - \varepsilon_1) \cdot p_n}{I_1} - \frac{(q_1 + \varepsilon_1) \cdot p_{n+1}}{I_1} - \frac{M_{T1}}{I_1} - \frac{b_1 \cdot \omega_1}{I_1}; \quad (14)$$

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{(q_2 - \varepsilon_2) \cdot p_{n+1}}{I_2} - \frac{M_{T2}}{I_2} - \frac{b_2 \cdot \omega_2}{I_2}, \quad (15)$$

де σ_1, σ_2 - коефіцієнти витікання робочої рідини з напорних магістралей гідромоторів;

$\sigma_{1,2}, \sigma_{2,3}$ - коефіцієнти перетікання рідини між порожнинами першого і другого гідромотора;

K_1 – приведений коефіцієнт податливості заповнених рідиною порожнин між першим гідромотором та насосом;

K_2 – приведений коефіцієнт податливості заповненої рідиною порожнини, яка з'єднує вихід першого гідромотору з входом другого гідромотору;

W_2 - об'єм другої порожнини;

I_1, I_2 - момент інерції рухомих частин робочих органів, приведених до валів гідромоторів;

b_1, b_2 - коефіцієнти активного опору, що характеризують втрати на в'язке тертя;

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$ - коефіцієнти механічних втрат в гідромоторах, що характеризують втрати на сухе тертя;

h - крок дискретизації, розраховується по формулі $h = L/n$;

L – довжина напорного трубопроводу;

n - число ділянок, на які розбито напорний трубопровід по довжині;

При виконанні перетворень одним з важливих питань є раціональний вибір кроку дискретизації по координаті довжини трубопроводу, тобто вибір оптимального числа ділянок, на які необхідно розбити трубопровід для того, щоб отримати достатню точність дослідження перехідного процесу. Згідно [4] оптимальна кількість ділянок визначається з умови:

$$n \geq W_{TP} / W_H, \quad (16)$$

де W_{TP} - об'єм трубопроводу;

W_H - робочій об'єм насоса;

Система досліджувалася при таких значеннях параметрів:

$f_1=2.01 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $K=6.118 \cdot 10^{-8} \text{ Па}^{-1}$; $b_1=b_2=0.06 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}^{-1}$; $\Delta p=8 \text{ МПа}$; $E_n=1.5 \cdot 10^3 \text{ МПа}$; $r=912 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-3}$; $q_{M1}=5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{рад}$; $q_{M2} = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{рад}$; $W_2 = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$;

На рис.2 а, б показані приклади рішень, отриманих для групового гідроприводу при вище наведених параметрах без врахування хвильових процесів (рис. 2 а) і з врахуванням хвильових процесів (рис. 2 б). Значення амплітуди коливань тиску Δp_{TH} і $\Delta \omega_{TH}$ у випадку використання моделі з зосередженими параметрами більші, ніж при врахуванні хвильових процесів. Однак ця відмінність при умові, що довжина напорного трубопроводу L менша 1.5 м, не перевищує 5%. Слід також зазначити, що при цьому частота першої гармоніки полігармонічного процесу співпадає з частотою моногармонічного процесу.

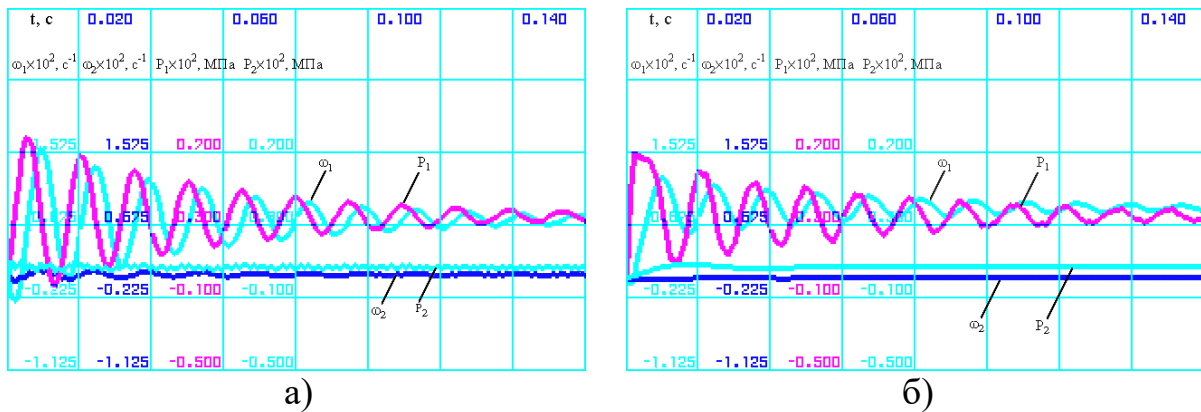


Рис. 2. Перехідні функції роботи ГГП з двома послідовно з'єднаними гідромоторами з параметрами: $L = 1.5$ м, ($W_1 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$): а) - без врахування хвильових процесів; б) - з врахуванням хвильових процесів.

На рис. 3 показані результати дослідження, отримані для групового гідроприводу з напорною порожниною $L=4.5$ м. Як видно, на кривих перехідних процесів при врахуванні наявності хвильових процесів присутня високочастотна складова, яка є результатом впливу хвильових процесів в трубопроводі, при цьому амплітуда коливань тиску на вході першого гідромотору і кутової швидкості обертання його валу суттєво збільшується, хоча період коливань залишається незмінним і система працює стійко.

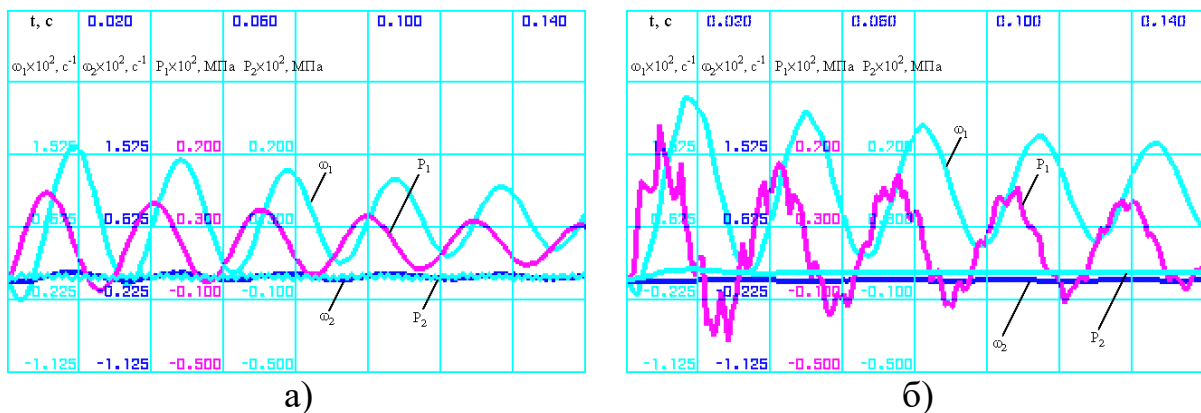


Рис. 3. Перехідні функції роботи ГГП з двома послідовно з'єднаними гідромоторами з параметрами: $L = 4.5$ м, ($W_1 = 8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$): а) - без врахування хвильових процесів; б) - з врахуванням хвильових процесів.

При значній довжині першого трубопроводу $L \geq 9$ м, криві перехідних процесів отримані в результаті розрахунків по математичній моделі, яка не враховує вплив хвильових процесів (рис.4 а), суттєво відрізняються від кривих, отриманих для аналогічних параметрів системи по математичній моделі, що складена з врахуванням хвильових процесів (рис. 4 б).

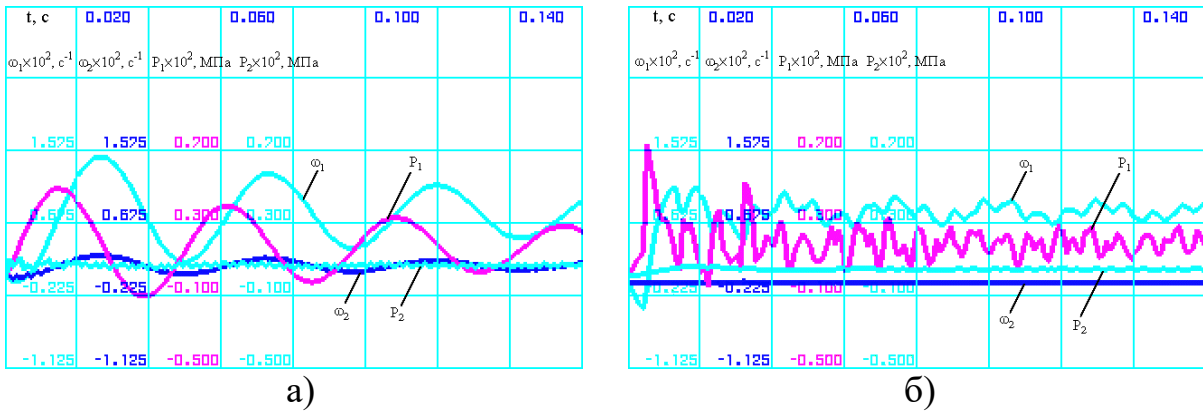


Рис. 4. Перехідні функції роботи ГГП з двома послідовно з'єднаними гідромоторами з параметрами: $L = 9$ м, ($W_1 = 19.5 \cdot 10^{-4}$ м³): а) - без врахування хвильових процесів; б) - з врахуванням хвильових процесів.

Збільшення довжини напорної порожнини веде до збільшення частоти коливання тиску та частоти обертання, що може викликати вібрацію, шум і є недопустимим при роботі приводу. Це свідчить про недоцільність використання у напорних порожнинах трубопроводів довжиною, більшою за 9 м.