

Іванов М. І.

УДК 621.22

Дусанюк С. В.

Вінницький державний  
аграрний університет

Репінський С. В.

Вінницький державний  
технічний університет

## ІМІТАЦІЙНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ХВИЛЬОВИХ ПРОЦЕСІВ У ДОВГИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ЛІНІЯХ ГІДРОСИСТЕМ СІЛЬСЬКОГОС- ПОПОДАРСЬКИХ МАШИН

*В статті приведена расчётная схема, математическая модель гидропривода для исследования волновых процессов, результаты имитационных исследований.*

*In the article the computational scheme, mathematical model of the hydraulic drive for research of the wave processes, outcomes of the imitative researches are adduced.*

В сучасних сільськогосподарських технологічних машинах із гідравлічним приводом для комутації елементів гідросистеми використовуються трубопроводи, які мають різну довжину, іноді досить значну.

Багаторазове перемикання органів керування, яке супроводжує роботу гідравлічних механізмів, обумовлює виникнення в трубопроводах перехідних процесів, зв'язаних зі стрибкоподібною зміною тиску і швидкості руху рідини. При проектуванні гідравлічних систем і розрахунку на міцність елементів гідроприводу необхідно враховувати ці коливання тиску, тому що їх величина в багатьох випадках перевищує робочий тиск у системі і це може викликати аварію чи неполадки.

У зв'язку з цим доцільним є створення математичної моделі реальної гідравлічної системи з довгими трубопроводами та дослідження впливу параметрів гідравлічної лінії та робочої рідини на характер протікання хвильових процесів. Це дасть можливість вибрати оптимальні параметри трубопроводних ліній для забезпечення заданих необхідних параметрів: тиску та швидкості руху робочої рідини в гідросистемі та їх частоти коливань.

Мета даної роботи – дослідження впливу параметрів джерела живлення, гідравлічної лінії та робочої рідини на характер протікання хвильових процесів.

Розрахункова схема гідроприводу, що прийнята для дослідження хвильових процесів, представлена на рис. 1.

Насос постійної продуктивності 1 подає робочу рідину в довгий напірний трубопровід 2. До виходу трубопроводу підключено гідромотор 3, що приводить в рух робочий орган машини.

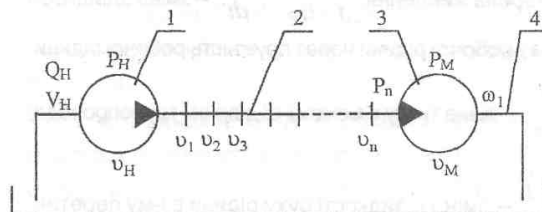


Рис. 1 – Розрахункова схема гідроприводу

Для опису динамічних явищ, що протікають у системі, складена математична модель, при таких допущеннях:

- швидкість руху рідини набагато менша швидкості поширення звуку;
- витоки в трубопроводі відсутні;
- сила тертя рідини об стінки труби при нестационарній течії така ж, як і при стаціонарній зі швидкістю, рівною миттєвій швидкості розглянутого процесу.

Згідно з розрахунковою схемою математична модель гідроприводу включає рівняння (1-7):

$$v_1 = v_H - \frac{V_H}{f \cdot E_H} \times \frac{dP_H}{dt} \quad (1)$$

$$-\frac{\partial P_i}{\partial x_i} = \rho \frac{\partial v_i}{\partial t} + \xi_i v_i \quad (2)$$

$$-\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = \frac{1}{E_i} \times \frac{\partial P_i}{\partial t} \quad (3)$$

$$Q_{вх} = v_n \cdot f \quad (4)$$

$$v_M = \frac{q \cdot \omega + \sigma \cdot P_M}{f_M} \quad (5)$$

$$M = (q - \varepsilon) \cdot P_M - I \frac{d\omega}{dt} - b \cdot \omega \quad (6)$$

$$M = 2 \cdot q \cdot \Delta p \cdot \eta_M \quad (7)$$

де  $v_i$  – швидкість руху рідини у вхідному перетині трубопроводу (місці з'єднання насоса з трубопроводом);  $v_H$  – швидкість подачі рідини насосом, тобто швидкість на виході з джерела живлення;  $V_H$  – об'єм рідини в джерелі живлення;  $f$  – площа прохідного перетину трубопроводу;  $E_H$  – зведений модуль пружності робочої рідини і стінок джерела живлення;  $P_H$  – тиск рідини на виході з

джерела живлення;  $\frac{V_H}{f \cdot E_H} \times \frac{dP_H}{dt}$  – зміна швидкості руху робочої рідини через пружність робочої рідини;

$\frac{\partial P_i}{\partial x_i}$  – зміна тиску в межах  $i$ -ої ділянки трубопроводу;

$\frac{\partial v_i}{\partial x_i}$  – зміна швидкості руху рідини в  $i$ -му перетині

трубопроводу;  $\frac{\partial P_i}{\partial t}$  – зміна тиску рідини на  $i$ -ій

ділянці трубопроводу в часі;  $\frac{\partial v_i}{\partial t}$  – зміна

швидкості руху рідини в  $i$ -ому перетині трубопроводу в часі;  $\rho$  – густина робочої рідини;  $\xi_i$  – питомий гідравлічний опір трубопроводу;  $v_i$  – швидкість рідини в  $i$ -ому перетині трубопроводу;  $E_i$  – приведений модуль об'ємної пружності рідини в трубопроводі;  $Q_{вх}$  – витрата рідини на вході гідромотору;  $v_n$  – швидкість течії рідини на виході з  $n$ -ої (кінцевої) ділянки трубопроводу;  $v_M$  – швидкість

рідини на виході з гідромотора;  $q$  – характерний об'єм гідромотора;  $\omega$  – кутова швидкість вала гідромотора;  $\sigma_{1,2}$  – коефіцієнт перетікання між порожнинами гідромотора;  $p_M$  – тиск рідини в гідромоторі;  $f_M$  – площа перехідного перетину трубопровода на виході гідромотора;  $M$  – крутний момент на валу гідромотора;  $\varepsilon$  – коефіцієнт механічних втрат в гідромоторі, що враховує сухе тертя;  $I$  – момент інерції рухомих частин робочих органів, приведених до валу гідромотора;  $b$  – коефіцієнт активного опору, що характеризує втрати на в'язке тертя;  $\Delta p$  – втрати тиску рідини в гідромоторі;  $\eta_M$  – механічний коефіцієнт корисної дії гідромотора.

Для чисельного рішення такої системи рівнянь використовується різницевий метод перетворення рівнянь у частинних похідних до системи звичайних диференціальних рівнянь з використанням рекомендацій щодо вибору кроку дискретизації, тобто кількості ділянок, на які розбивається трубопровід згідно з формулою (8) [1]

$$n \geq \frac{W_{TP}}{W_H}, \quad (8)$$

де  $W_{TP}$  – об'єм трубопроводу;  $W_H$  – робочий об'єм джерела живлення.

Тоді перетворена математична модель гідроприводу з послідовно з'єднаним гідромотором з урахуванням хвильових процесів у напірній магістралі буде мати вигляд:

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

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

$$\dots$$

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

$$v_M = \frac{q \cdot \omega + \sigma_{12} \cdot P_M}{f}$$

$$\frac{dP_H}{dt} = (v_H - v_1) \cdot \frac{f \cdot E_H}{V_H}$$

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

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

$$\frac{dp_n}{dt} = \frac{E_n}{h} \cdot (v_n - v_M)$$

$$\frac{dp_M}{dt} = \frac{E_n \cdot f}{q} \cdot (v_n - v_M)$$

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{(q - \varepsilon) \cdot p_M}{I} - \frac{M}{I} - \frac{b \cdot \omega_1}{I}$$

де  $h$  – крок дискретизації, що розраховується за формулою  $h = L/n$ ;  $L$  – довжина напірного трубопроводу;  $n$  – число ділянок, на які розбито напірний трубопровід по довжині.

Імітаційні дослідження виконувалися шляхом проведення чисельного експерименту на ПЕОМ за допомогою розробленої програми на мові програмування TurboPascal. При цьому для рішення диференціальних рівнянь використовувався метод Рунге-Кутта-Фельберга та стандартна підпрограма розв'язку диференціальних рівнянь.

Згідно з запропонованою гідравлічною схемою та математичною моделлю досліджено:

- зміну тиску та швидкості руху рідини при хвильовому процесі на першій ділянці трубопроводу залежно від  $L$ ,  $d$ ,  $E_p$ ,  $v_H$  (рис. 2, 3, 4, 5);

- розподіл максимального тиску в трубопроводі при хвильовому процесі (рис. 6);

- залежність частот коливань тиску та швидкості руху робочої рідини при хвильовому процесі залежно від параметрів трубопроводу (рис. 7, 8, 9).

Обробка та аналіз одержаних результатів дозволяють зробити такі висновки:

- найбільші коливання тиску при хвильових процесах виникають на ділянці трубопроводу, що безпосередньо прилягає до джерела живлення, тобто на першій;

- отримані залежності зміни тиску та швидкості руху робочої рідини та їх частоти коливань при хвильових процесах дозволяють призначати оптимальні значення геометричних параметрів трубопроводів;

- збільшення довжини трубопроводу знижує амплітуду, частоту коливань тиску та швидкості руху робочої рідини;

- збільшення діаметра трубопроводу зменшує амплітуду, частоту коливань тиску та швидкості руху робочої рідини;

- підвищення приведенного модуля пружності збільшує амплітуду коливань тиску та швидкості руху робочої рідини, при цьому підвищується частота коливань тиску та знижується частота коливань швидкості;

- збільшення швидкості подачі робочої рідини насосом підвищує амплітуду коливань швидкості, практично не впливає на їх частоту.

#### ЛІТЕРАТУРА

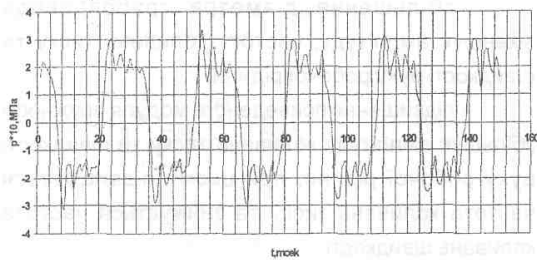
1. Немировский И. А., Дусанюк Ж. П., Черный В. А. О рациональном построении математической модели при исследовании волновых процессов в трубопроводе. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. Респ. межвед. сб. – Киев: Техніка, 1986. – Вып. 22. – С. 60-64.

2. Иванов М. І., Гунько І. В., Шаргородський С. А. Автоматизація дослідження впливу хвильових процесів в довгих порожнинах на роботу гідроприводу з послідовним з'єднанням гідромоторів. Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. Хмельницький, 2002. – № 1. – С. 134-139.

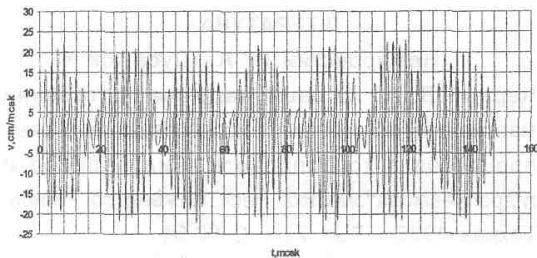
3. Попов Д. Н. Нестационарные гидромеханические процессы. – М.: Машиностроение, 1982. – 240 с.

4. Зельдина Э. А. К расчету неустановившегося течения вязкой жидкости. Известия вузов. Авиационная техника, 1980. – № 1. – С. 47-53.

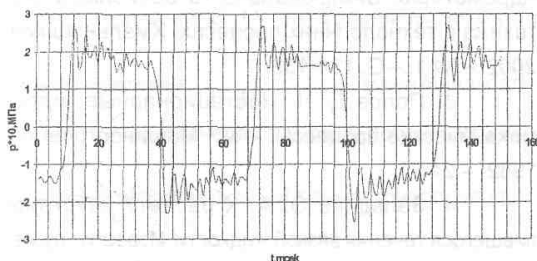
5. Навроцкий К. Л. Комбинированный метод расчета волновых процессов в длинных гидролиниях объемных гидроприводов. – Вестник машиностроения, 1982. – № 2. – С. 42-49.



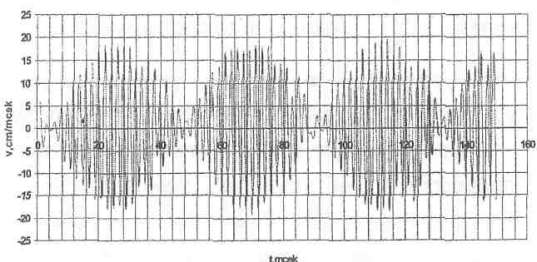
**Рис. 2 – Зміна тиску на першій ділянці трубопровода (L=10m; Pn=10МПа; d=2.2cm)**



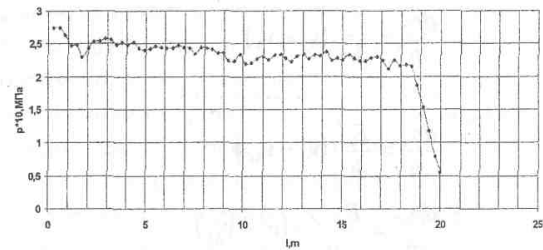
**Рис. 3 – Зміна швидкості на першій ділянці трубопровода (L=10m; Pn=10МПа; d=2.2cm)**



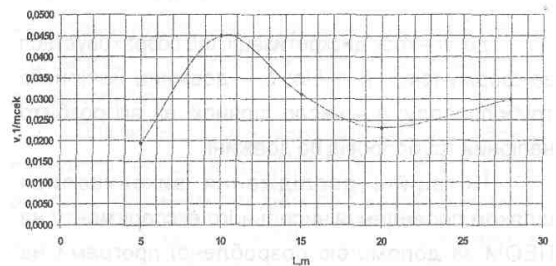
**Рис. 4 – Зміна тиску на першій ділянці трубопровода (L=20m; Pn=10МПа; d=2.2cm)**



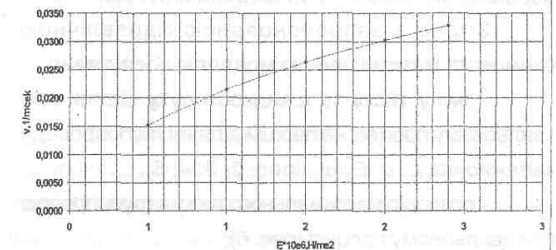
**Рис. 5 – Зміна швидкості на першій ділянці трубопровода (L=20m; Pn=10МПа; d=2.2cm)**



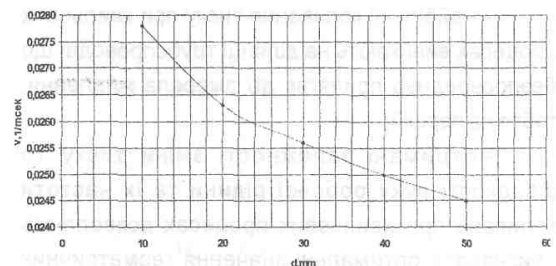
**Рис. 6 – Розподіл максимального тиску в трубопроводі по довжині трубопровода (L=20m; Pn=10МПа; d=2.2cm)**



**Рис. 7 – Залежність частоти коливань швидкості робочої рідини від довжини трубопровода (P=10МПа, d=2,2cm)**



**Рис. 8 – Залежність частоти коливань швидкості робочої рідини від приведенного модуля пружності трубопровода (P=10МПа, L=12,5m, d=2,2cm)**



**Рис. 9 – Залежність частоти коливань тиску робочої рідини від діаметра трубопровода (P=10МПа, L=12,5m)**