

УДК 621.21

Ж. П. Дусанюк, к. т. н., доц.; С. В. Репінський, студ.; С. В. Дусанюк, студ.

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ДОВГОГО ТРУБОПРОВОДУ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ РУХУ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ ГІДРОПРИВОДУ

Удосконалення гідروприводів, а також застосування їх в форсованих режимах роботи машин, вимагає врахування динамічних процесів, що відбуваються в машинах. До процесів, що суттєво впливають на поведінку гідросистем технологічних машин за наявності довгих трубопроводів відносяться хвильові процеси. Зокрема для віброприводів умова, з виконанням якої впливом на роботу гідропривода можна знехтувати і вважати трубопровід коротким, така

$$\frac{\omega L_{\text{ТР}}}{a} < \frac{\pi}{6} \quad [1],$$

де ω — частота коливань, a — швидкість розповсюдження звукової хвилі в рідині, $L_{\text{ТР}}$ — довжина трубопроводу. Згідно цієї умови в технологічних системах сільськогосподарських машин, які реально працюють в діапазоні частот 10—100 Гц довгими трубопроводами можуть вважатися трубопроводи з довжиною відповідно 12,5 м та 1,25 м. Важливою задачею під час дослідження гідроприводів є визначення впливу параметрів трубопровідної лінії, з урахуванням динамічних процесів що в ній протікають, на характеристики роботи вихідної ланки — гідромотора, гідроциліндра чи робочого органу машини.

В ряді робіт проведені дослідження хвильових процесів в довгих трубопроводах [2, 3, 4], встановлено залежність характеристик хвильового процесу від параметрів гідравлічної лінії [5].

Виконані також дослідження впливу хвильових процесів на сталість роботи, перехідні процеси в системі групового гідроприводу та залежність характеру цих перехідних процесів від довжини гідравлічної лінії [6].

Розглянута методика моделювання динаміки електрогідравлічного стежного приводу з урахуванням нестационарних процесів у довгому з'єднувальному трубопроводі [7]. Розв'язання диференціальних рівнянь у частинних похідних, що описують рух рідини в трубопроводі, виконано методом характеристик. Аналіз отриманих теоретичних та експериментальних результатів показав їх достатньо добре співпадання в опису нестационарних процесів в розподілених параметрах.

Одним з напрямків досліджень є вивчення впливу газомісту в робочій рідині на характеристики хвильового процесу [3, 5], а також аналіз впливу насичених повітрям масел у об'ємних гідропередачах машин з довгими гідролініями на динамічні та енергетичні характеристики [8].

В даній роботі поставлена задача дослідження впливу параметрів довгого трубопроводу, з урахуванням динамічних процесів (зокрема хвильових процесів), що в ньому виникають в процесі

пуску гідросистеми, на характеристики руху вихідної ланки, а саме гідромотора. Це дозволить в процесі розроблення конструкції гідравлічних систем вибрати такі параметри гідравлічної лінії, які забезпечать необхідні технічні характеристики роботи гідромотора.

Досліджувана гідравлічна система включає насос постійної подачі 1, довгий нагнітальний трубопровід 2, гідромотор 3, вихід якого з'єднаний із зливною магістраллю 4 (рис. 1).

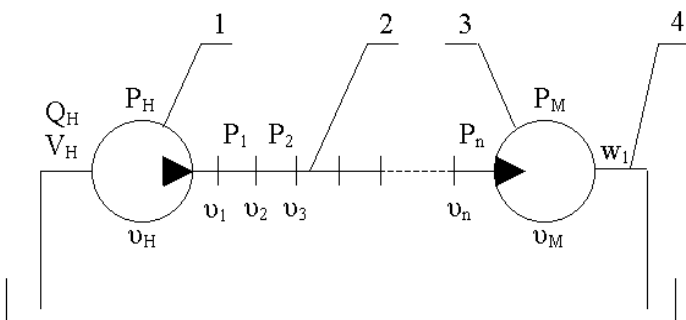


Рис. 1. Розрахункова схема гідроприводу

Для опису динамічних явищ, що протікають в довгому нагнітальному трубопроводі складено математичну модель, з такими припущеннями [9]:

1. Швидкість руху рідини набагато менша швидкості поширення звуку.
2. Рідина малостислива, а труба досить жорстка і площа в поперечному перерізі слабо змінюється за довжиною.
3. Втрати рідини в нагнітальному трубопроводі відсутні.
4. Сила тертя рідини об стінки труби в нестационарній течії така ж, як і в стаціонарній (зі швидкістю, рівною миттєвій швидкості розглянутого процесу).

Згідно з розрахунковою схемою математична модель гідропроводу включає рівняння (1—6) [9]:

$$v_1 = v_H - \frac{V_H}{f E} \frac{dp_H}{dt}; \quad (1)$$

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

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

$$Q_{ВХ} = v_n f; \quad (4)$$

$$q\omega = v_M f_M - \sigma_{12} \rho_M; \quad (5)$$

$$M_T = (q - \varepsilon) \rho_M - I \frac{d\omega}{dt} - b\omega, \quad (6)$$

де v_1 — швидкість рідини у входному перетині трубопроводу (місці з'єднання насоса з

трубопроводом); $v_H = \frac{Q_H}{f} = \frac{qn_{об}}{f} = 3,0$ м/с — швидкість подачі рідини насосом, тобто

швидкість на виході з джерела живлення; $Q_H = 1,15 \cdot 10^{-3}$ м³/с — величина подачі робочої рідини насосом; $q = 0,46 \cdot 10^{-4}$ м³ — характерний об'єм гідромотора; $n_{об} = 1500$ об/хв — частота обертання вала насоса; $f = 3,8 \cdot 10^{-4}$ м² — площа прохідного перетину трубопроводу; $V_H = 0,5 \cdot 10^{-4}$ м³ — об'єм рідини в джерелі живлення; $E = 1570$ МПа — приведений модуль пружності; p_H — тиск рідини на виході з джерела живлення; $\rho = 912$ кг/м³ — густина робочої рідини;

$\xi_i = \frac{8\rho v}{\sqrt{d/2}} = 1,39 \cdot 10^{-6}$ кг — коефіцієнт місцевого гідравлічного опору по довжині трубопроводу;

$\nu = 2 \cdot 10^{-5}$ м²/с — в'язкість робочої рідини; $d = 22 \cdot 10^{-3}$ м — діаметр трубопроводу; p_i — тиск робочої рідини в межах i -ї ділянки трубопроводу; v_i — швидкість рідини в i -му перетині трубопроводу; $E_i = 1570$ МПа — приведений модуль пружності на i -й ділянці трубопроводу; $Q_{ВХ}$ — витрата рідини на вході гідромотора; v_n — швидкість течії рідини на виході з n -ї (кінцевої) ділянки трубопроводу; v — швидкість течії рідини в гідромоторі; ω — кутова швидкість обертання вала гідромотора; $\sigma_{12} = 0,05 \frac{Q_H}{\Delta p} = 5,75 \cdot 10^{-12}$ м⁵/Н·с — коефіцієнт перетікання рідини

між порожнинами гідромотора; $\Delta p = 10$ МПа — втрати тиску робочої рідини на гідромоторі; p_M — тиск рідини в гідромоторі; $f_M = 3,8 \cdot 10^{-4}$ м² — площа прохідного перетину трубопроводу на вході в гідромотор; $M_T = q\Delta p\eta_M = 414$ Н·м — момент технологічного навантаження на валу гідромотора; $\eta_M = 0,9$ — механічний коефіцієнт корисної дії гідромотора; $I = 0,1$ кг·м² — момент інерції рухомих частин робочих органів, приведених до вала гідромотора; $b = 0,06$ Н·м·с — коефіцієнт активного опору, що характеризує втрати на в'язке тертя; $\varepsilon = 0,05 \cdot q = 2,3 \cdot 10^{-6}$ м³/рад — коефіцієнт механічних втрат в гідромоторі, що характеризує втрати на сухе тертя.

В математичній моделі гідроприводу рівняння (1) впливає з рівняння нерозривності потоку; система диференціальних рівнянь у частинних похідних (2—3) описує хвильові процеси робочої рідини в довгому трубопроводі; рівняння (4—6) описують інші крайові умови роботи гідроприводу.

Для чисельного розв’язання такої системи рівнянь використовується різницевий метод перетворення рівнянь в частинних похідних до системи звичайних диференціальних рівнянь [10].

Перетворена математична модель гідроприводу з урахуванням хвильових процесів в довгому напірному трубопроводі має вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{dv_1}{dt} &= \frac{2}{h\rho}(p_H - p_1) - \frac{\xi_1 v_1}{\rho}; & \frac{dp_1}{dt} &= \frac{E_1}{h}(v_1 - v_2); \\ \frac{dv_2}{dt} &= \frac{1}{h\rho}(p_1 - p_2) - \frac{\xi_2 v_2}{\rho}; & \frac{dp_2}{dt} &= \frac{E_2}{h}(v_2 - v_3); \\ & \dots\dots\dots & & \dots\dots\dots \\ \frac{dv_n}{dt} &= \frac{2}{h\rho}(p_{n-1} - p_n) - \frac{\xi_n v_n}{\rho}; & \frac{dp_n}{dt} &= \frac{E_n}{h}(v_n - v_M); \\ v_M &= \frac{q\omega + \sigma_{12} p_M}{f_M}; & \frac{dp_M}{dt} &= \frac{E_n f}{q}(v_n - v_M); \\ \frac{dp_H}{dt} &= (v_H - v_1) \frac{f E_H}{V_H}; & \frac{d\omega}{dt} &= \frac{(q - \varepsilon) p_M}{I} - \frac{M_T}{I} - \frac{b\omega}{I}; \end{aligned}$$

де h — крок дискретизації, що розраховується за формулою $h = L/n$; $L = 12,5$ м — довжина напірного трубопроводу; n — число ділянок, на які розбито напірний трубопровід по довжині.

Довгий трубопровід являє собою систему з нескінченно великою кількістю ступенів вільності, тому в процесі динаміки гідроприводу враховується розподіленість параметрів рідини. Математична модель досліджується шляхом проведення чисельного експерименту. Для цього складена програма на мові програмування Turbo Pascal для персональних ЕОМ, в якій шляхом розв’язання системи диференціальних рівнянь першого порядку методом Рунге–Кутта–Фельдберга отримані перехідні функції зміни тиску та швидкості протікання робочої рідини по довжині трубопроводу.

Змінними параметрами трубопроводу, в якому виникають хвильові процеси, прийняті довжина, діаметр та приведений модуль пружності. Досліджено вплив вказаних параметрів на максимальний тиск в гідромоторі та максимальну кутову швидкість, яку розвиває гідромотор (рис. 2—7).

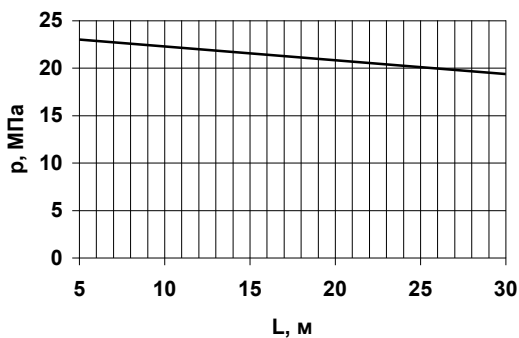


Рис. 2. Залежність максимального тиску в гідромоторі від довжини трубопроводу

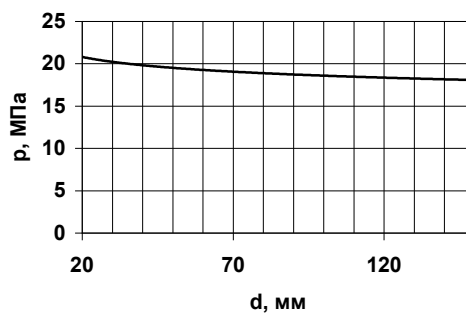


Рис. 3. Залежність максимального тиску в гідромоторі від діаметра трубопроводу

Складена математична модель дозволила провести також дослідження впливу подачі робочої рідини насосом на максимальний тиск в гідромоторі та максимальну кутову швидкість, яку він розвиває (рис. 8—9).

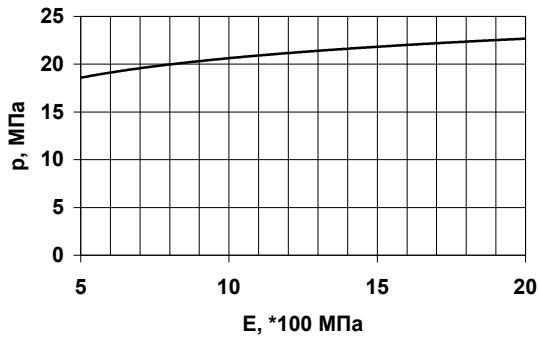


Рис. 4. Залежність максимального тиску в гідромоторі від приведенного модуля пружності

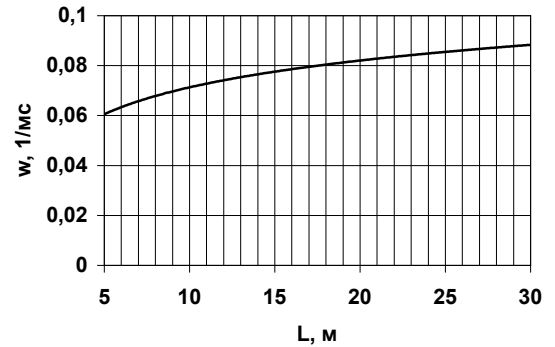


Рис. 5. Залежність максимальної кутової швидкості обертання вала гідромотора від довжини трубопроводу

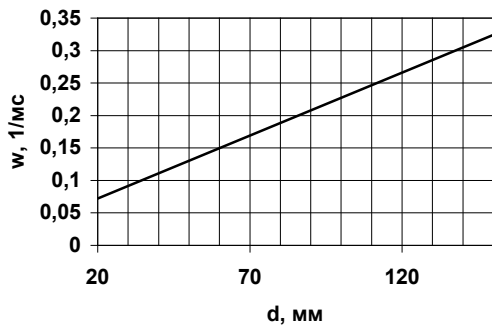


Рис. 6. Залежність максимальної кутової швидкості обертання вала гідромотора від діаметра трубопроводу

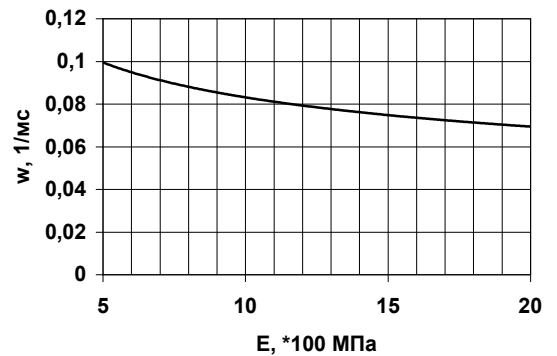


Рис. 7. Залежність максимальної кутової швидкості обертання вала гідромотора від приведенного модуля пружності

Рис

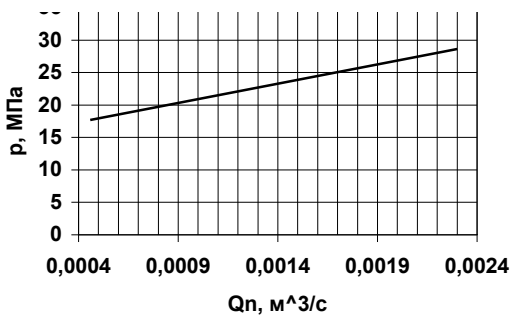


Рис. 8. Залежність максимального тиску в гідромоторі від подачі робочої рідини насосом

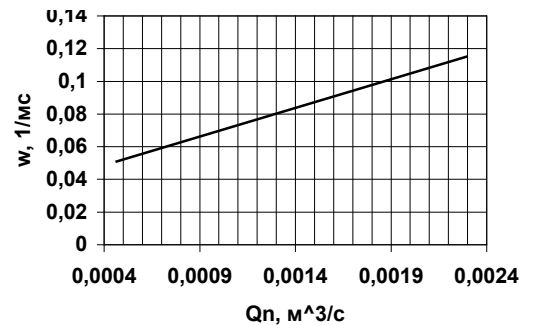


Рис. 9. Залежність максимальної кутової швидкості обертання вала гідромотора від подачі робочої рідини насосом

Діапазон варіювання вказаних змінних параметрів подано в таблиці.

Діапазон зміни параметрів гідроприводу

№ п/п.	Параметри гідроприводу	Діапазон зміни
1	Довжина трубопроводу	5...30 м
2	Діаметр трубопроводу	$(20...150) \cdot 10^{-3}$ м
3	Приведений модуль пружності	500...2000 МПа
4	Подача робочої рідини насосом	$(0,4...2,3) \cdot 10^{-3}$ м ³ /с

Висновки

1. Максимальний тиск на вході в гідромотор зменшується зі збільшенням довжини нагнітального трубопроводу. Це пояснюється тим, що зі збільшенням довжини трубопроводу збільшується маса рідини, а отже її інерційність. Тому зменшується амплітуда коливань тиску в трубопроводі, що відповідно приводить до зменшення максимального тиску і в гідромоторі, який з'єднаний з трубопроводом. Максимальна кутова швидкість обертання вала гідромотора збільшується (див. рис. 2, 5).

2. Приведений модуль пружності в хвильовому процесі залишається практично незмінним зі збільшенням діаметра трубопроводу і тому максимальний тиск в нагнітальному трубопроводі, а значить і в сполученому з ним гідромоторі також не змінюється. Збільшення максимальної кутової швидкості обертання вала гідромотора можна пояснити збільшенням витрат робочої рідини на вході в гідромотор з незмінним навантаженням на вал гідромотора (див. рис. 3, 6).

3. Жорсткість динамічної системи збільшується зі збільшенням приведенного модуля пружності, що призводить до збільшення максимального тиску в процесі пуску гідроприводу. Пік кутової швидкості вала гідромотора зменшується (див. рис. 4, 7).

4. Збільшення подачі насосом збільшує усталену швидкість руху рідини, що підвищує максимальний тиск в хвильовому процесі, а отже і збільшує максимальний тиск в з'єднаному з трубопроводом гідромоторі і максимальну кутову швидкість обертання його вала (див. рис. 8, 9).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Баранов В. Н., Захаров Ю. Е. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. — М.: Машиностроение, 1977. — 326 с.
2. Попов Д. Н. Нестационарные гидромеханические процессы. — М.: Машиностроение, 1982. — 240 с.
3. Дусанюк Ж. П. Волновые процессы в гидросистемах с нелинейными упругими свойствами трубопроводов. — Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.03. — Винница, 1989. — 250 с.
4. Сыркин В. В. Синтез нелинейных гидромеханизмов. — Винница, 1995. — 238 с.
5. Дусанюк Ж. П., Дерібо О. В., Дусанюк С. В. Експериментальні дослідження динамічних процесів у гідроприводі з довгими гідролініями і наявністю нерозчиненої газової фази в робочій рідині. Вісник ВПІ. — № 4. — 2001.
6. Гулько І. В. Груповий гідропривід робочих органів машин сільськогосподарського призначення з послідовним з'єднанням гідромоторів. — Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.03. — Вінниця, 1999. — 321 с.
7. Складаревский А. Н., Денисенко А. И. К вопросу моделирования динамических процессов в электрогидравлическом следящем приводе с длинным гидроканалом // Вибрации в технике и технологиях. — 2003. — № 2 (28). — С. 32—38.
8. Татьков В. В. Гидроприводы: расчет динамики рабочей жидкости с учетом влияния нерастворенных газов и податливости стенки канала // Вибрации в технике и технологиях. — 2003. — № 3 (29). — С. 77—81.
9. Иванов М. И., Дусанюк С. В., Репінський С. В. Імітаційні дослідження хвильових процесів у довгих гідравлічних лініях гідросистем сільськогосподарських машин // Вибрации в технике и технологиях. — 2003. — № 4 (30). — С. 69—72.
10. Патаннар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 154 с.

Рекомендована кафедрою технології та автоматизації машинобудування

Надійшла до редакції 17.06.03
Рекомендована до друку 3.09.03

Дусанюк Жанна Павлівна — доцент кафедри технології та автоматизації машинобудування;
Репінський Сергій Володимирович — студент Інституту машинобудування і транспорту.

Вінницький національний технічний університет;

Дусанюк Сергій Вікторович — інженер Вінницького державного аграрного університету