

В. П. Пурдик, к. т. н., доц.; М. Ю. Поздняков

СТЕНД ДЛЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГНУЧКИХ ТРУБОПРОВОДІВ

Роботу присвячено експериментальній перевірці динамічних характеристик рукавів високого тиску. Стаття містить конструктивну схему експериментальної установки на основі 3D-моделі й опис проведення дослідження, а також співвідношення, які дозволяють обчислити значення основного динамічного показника – коефіцієнта податливості.

Ключові слова: динамічні характеристики, рукави високого тиску, динамічний показник, коефіцієнт податливості.

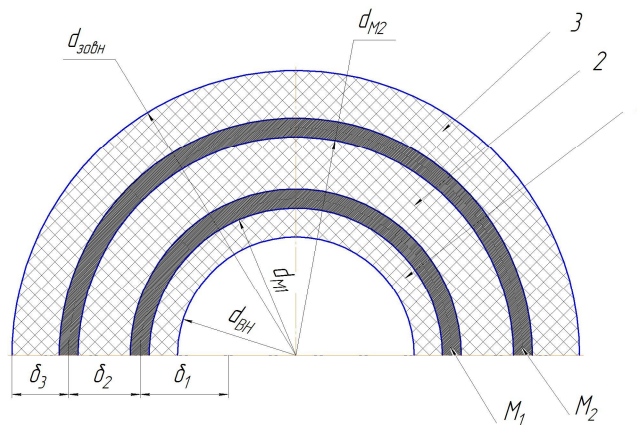
Вступ

В сучасних умовах використання різноманітного технологічного обладнання та машин з гідравлікою широко застосовують гідравлічні приводи, яким немає альтернативи за питомою потужністю та діапазоном регулювання. Практично в кожному з них, крім металевих трубопроводів, використовують і гнучкі трубопроводи, особливо на рухомих виконавчих органах. У зв'язку з цим динамічні характеристики гнучких трубопроводів впливають на динаміку гідроприводу в цілому. На сьогодні не існує єдиної ефективної методики визначення динамічних характеристик гнучких трубопроводів, насамперед через складність їхньої будови, яка представляє собою композит із ряду гумових, тканинних та металевих шарів.

Для з'єднувальних магістралей у гідроприводах машин різного призначення широко використовують рукави високого тиску (РВТ) [1, 2, 3]. За конструктивними параметрами РВТ відрізняються між собою. Ця різниця полягає не лише в кількості металевих чи гумових обплетень (рис. 1), а й у формі компоновання цих обплетень, зокрема металевого. Адже саме від цього параметру залежить напрям деформації рукава. Наприклад, якщо таке упакування виконано у вигляді спіралі, то деформація в радіальному напрямі буде незначною, а в осьовому – матиме значну величину. Якщо ж упакування обплетення у вигляді сітки, то ситуація – протилежна. Саме тому під час створення цього стенду використовували датчики переміщення за двома напрямками.

Під час використання РВТ процес акумулювання енергії визначають ефектом стискання робочої рідини й деформації внутрішніх порожнин магістралей рукава, оцінку яких зручно виконувати за допомогою коефіцієнта податливості $K(p)$, що характеризує сумарну зміну одиниці об'єму порожнини рукава й робочої рідини, яка відповідає одиничній зміні об'єму.

Для вивчення динаміки гідромеханізмів із РВТ магістралями необхідно знати динамічний коефіцієнт податливості $K_d(p)$, величина якого може бути визначена в результаті проведення експерименту.



$\delta_1, \delta_2, \delta_3$ - відповідні товщини шарів;
 M_1, M_2 - металеві шари;
 $d_{BH}, d_{30BH}, d_{M1}, d_{M2}$ - відповідні діаметри оплетьонь;
 1, 2, 3 - гумові шари.

Рис. 1. Фізична модель рукава високого тиску з двома металевими оплетьоннями

3D-модель експериментальної установки зображена на рис. 2. Досліджуваний гнучкий рукав 1, вмонтований у спеціальний корпус 2 за допомогою різьбового з'єднання.

У корпусі розміщена плунжерна пара 3, плунжер якої кінематично пов'язаний з ексцентриком 4, який обертається аксіально-поршневим гідромотором 5 [4].

Гідромотор монтують за допомогою гвинтового з'єднання до пластини 6, а останню, у свою чергу, з'єднують із кутником 7. Частоту обертання вала гідромотора разом з ексцентриковим механізмом регулюють витратою регульованого насоса НП-34 [5]. Дослідний зразок РВТ підтримується за допомогою стійок 8, які разом із кутником монтують на столі з Т-подібними пазами 9.

У корпусі 2 виконано спеціальний канал, що з'єднується з гідролініями насосної станції. Через нього заповнюють порожнину РВТ робочою рідиною, цьому передуює видалення повітряної пробки з трубопроводу за допомогою спеціального крана 10.

У динаміці тиск у РВТ (вхідний сигнал) вимірюють за допомогою спеціального давача тиску 11.

Зовнішній діаметр РВТ (переміщення в радіальному напрямі) вимірюють за допомогою тензорезистивного давача 12, який монтують на траверсі 13, а переміщення плунжера та РВТ в осьовому напрямі вимірюють індуктивними давачами переміщення 14, які монтують на спеціальних стійках 15.

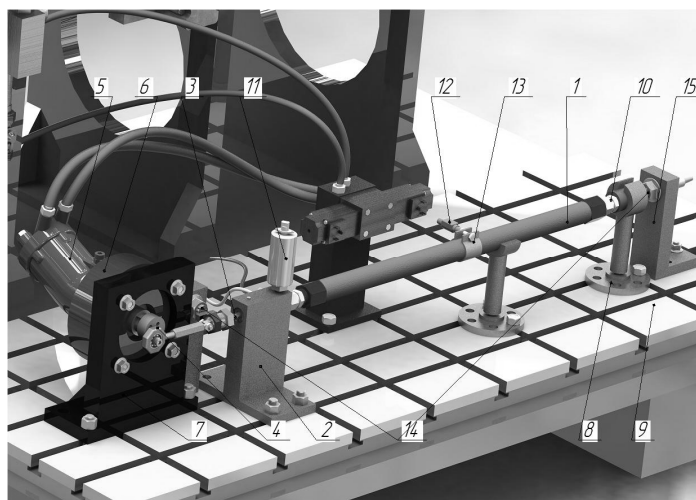


Рис. 2. 3D-модель станда для експериментального дослідження динамічних характеристик РВТ
 Порядок визначення частотних характеристик, статичного та динамічного коефіцієнта

податливості РВТ із робочою рідиною такий [6, 7, 8, 9]:

1. Рідину подають на гідромотор 5 (у якості робочої рідини використовують мінеральне масло АМГ-10 [10]), частоту обертання вала гідромотора регулюють витратою регульованого насоса НП-34 в діапазоні 5 – 6000 об/хв і визначають амплітуду коливань тиску й зовнішнього діаметра РВТ.

2. Визначають статичний коефіцієнт податливості РВТ за формулою

$$K(p) \approx \frac{\Delta W}{W_0 \Delta p},$$

де ΔW – зміна об'єму РВТ, вираховують за переміщенням плунжера; W_0 – початковий об'єм, відомий з конструктивних параметрів РВТ; Δp – зміна тиску у внутрішній порожнині рукава (визначають за допомогою датчика тиску).

3. Змінюючи подачу рідини на гідромотор 5, послідовно вимірюють амплітуду коливань тиску й зовнішнього діаметра РВТ із різними значеннями частоти коливань плунжера й відповідно коливань тиску в РВТ. Для компенсації можливої зміни амплітуди коливань тиску зі зміною частоти f вхідного сигналу передбачена можливість регулювання ексцентриситету кулачка 9.

Амплітудно-частотну характеристику РВТ визначають за формулою

$$A_{\Delta L}(f) = \frac{A_{\Delta p}(f) A_{\Delta d} (f) K_D(p)(f)}{2}, \quad (1)$$

де $A_{\Delta L}(f)$, $A_{\Delta p}(f)$, $A_{\Delta d}(f)$ – амплітуди коливань зовнішнього діаметра тиску в РВТ та переміщення плунжера з частотою вхідного сигналу f ; $K(p)(f)$ – динамічний коефіцієнт податливості в РВТ.

Якщо $f \rightarrow 0$, то

$$A_{\Delta L_c} = \frac{A_{\Delta p_c} A_{\Delta d_{зовн}} K(p)}{2}, \quad (2)$$

де $A_{\Delta L_c}$, $A_{\Delta p_c}$, $A_{\Delta d_{зовн}}$ – амплітуди коливань зовнішнього діаметра тиску в РВТ та переміщення плунжера в статиці.

Урахувавши співвідношення $A_{\Delta p}(f) = A_{\Delta p_c}$ (підтримуються зміною ексцентриситету) та розділивши (1) на (2), отримаємо

$$\frac{A_{\Delta L}(f)}{A_{\Delta L_c}} = \frac{A_{\Delta d_{зовн}}(f) K_D(p)(f)}{A_{\Delta d_{зовн}}(f) K(p)}. \quad (3)$$

Вираз (3) дозволяє визначити величину динамічного коефіцієнта податливості в процесі динамічного навантаження, ураховуючи при цьому показники датчиків та значення статичного коефіцієнта податливості.

АЧХ РВТ зображена на рис. 3.

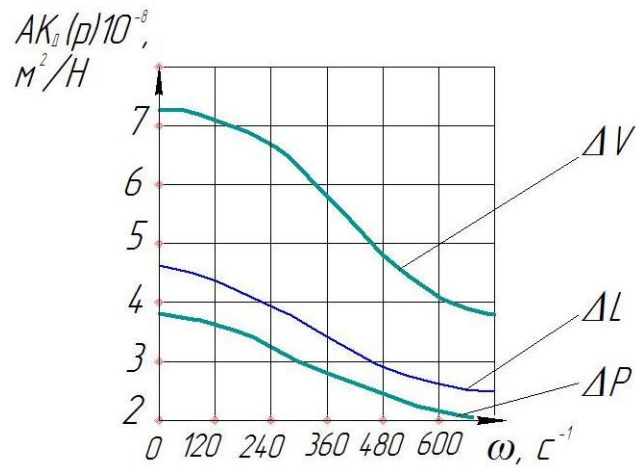


Рис. 3. Амплітудно-частотна характеристика РВТ

Приклад перехідних процесів у порожнині РВТ зображено на рис. 4, 5.

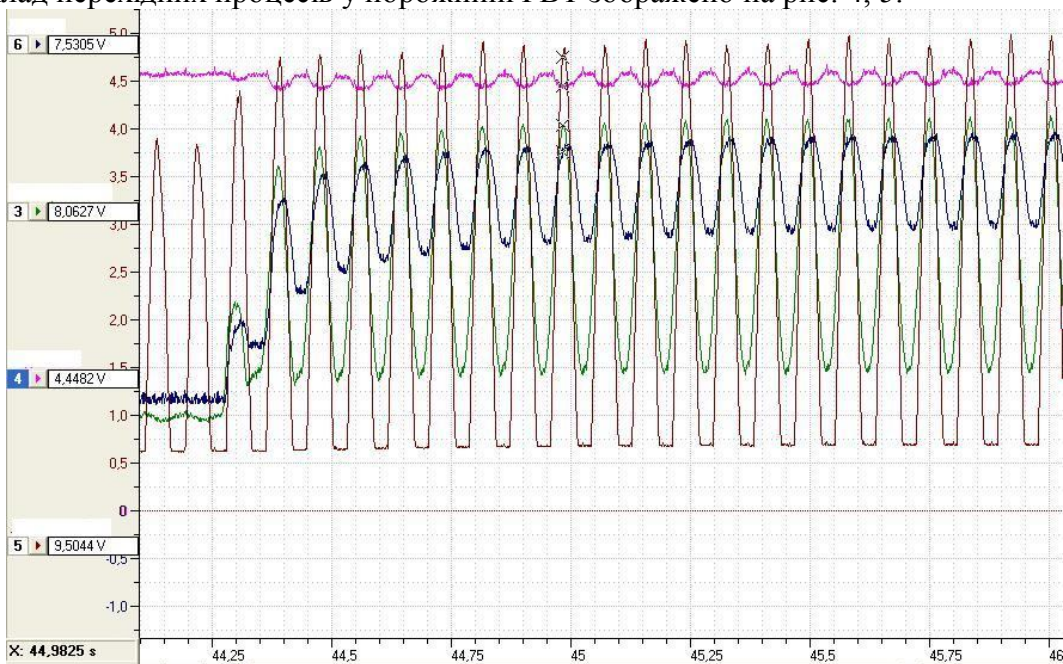


Рис. 4. Перехідний процес у порожнині РВТ (частота вхідного сигналу 8 Гц)

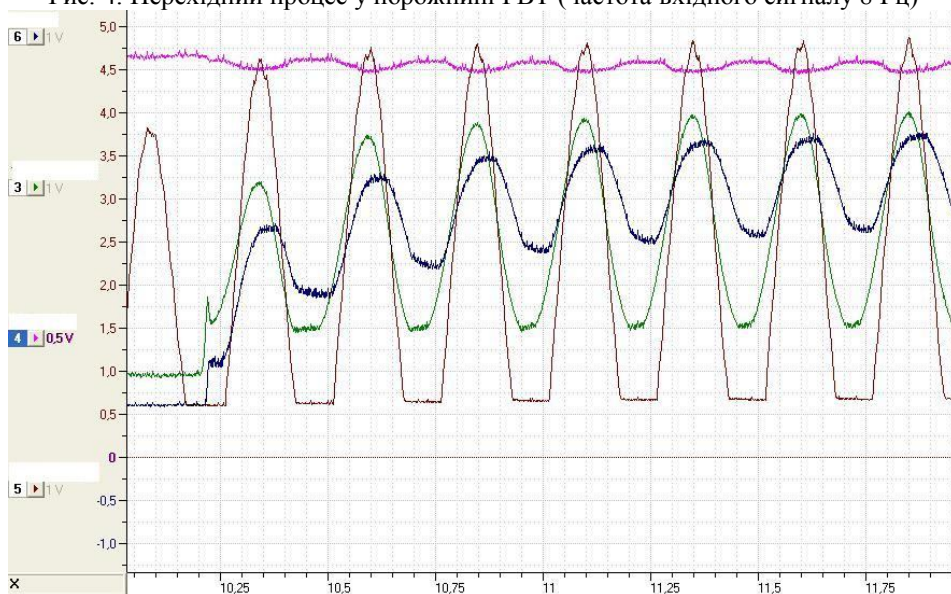


Рис. 5. Перехідний процес у порожнині РВТ (частота вхідного сигналу 2 Гц)

Висновки

У результаті проведення експерименту було визначено амплітудно-частотні та перехідні характеристики РВТ, описані в статті.

Представлені співвідношення дають можливість одержати необхідні динамічні характеристики РВТ, що дозволяє використовувати отримані дані у проектуванні гідроприводів машин різного призначення.

Запропонована методика експериментальних досліджень на основі створеної 3D-моделі дозволяє встановити величину статичного коефіцієнта податливості $K(p)$ РВТ, визначити динамічний коефіцієнт податливості $K_d(p)(f)$ та встановити залежність зміни цього коефіцієнту від частоти вхідного сигналу.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Рукава резиновые высокого давления с металлическими оплетками неармированные. Технические условия : ГОСТ 6286-73. – [Чинний від 1974-07-01]. М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. – 16 с.
2. Рукава высокого давления армированные для гидросистем тракторов и сельскохозяйственных машин. Основные параметры и присоединительные размеры : ГОСТ Р 51207-98. – [Чинний від 2000-01-01]. М.: ИПК Издательство стандартов, 1999. – 7 с.
3. Немировский И. А. Расчет гидроприводов технологических машин / И. А. Немировский. – К.: Техника, 1992. – 181 с.
4. Дусанюк Ж. П. Дослідження динамічних характеристик рукавів високого тиску / Ж. П. Дусанюк, О. В. Дерібо, В. І. Савуляк, С. В. Дусанюк // Вісник ВПІ. – 1998. – № 1. – С. 83 – 87
5. Ishikawa K. Experimental study on dynamic pipe fracture in consideration of hydropower plant model / K. Ishikawa, Y. Kono, A. Haga, K. Kato, K. Sugawara // Annual Journal Water Science and Engineering. – 2009. – № 2(4). – P. 60 – 68.
6. George E. Tolten. Tribology of hydraulic pump testing / George E. Tolten, Gary H. King, Donald M. Smolenski. – Philadelphia.: (STP: 1310). – 1997. – 376 p.
7. Rowinski Pawel. Experimental Methods in Hydraulic Research / Pawel Rowinski. – Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. – 2011. – 321 p.
8. George E. Tolten. Hydraulic failure analysis: fluids, components and system effects / George E. Tolten, David K. Wills, Dierk G. Feldmann. – Philadelphia: (STP: 1339). – 2001. – 601 p.
9. Pat. 5,481,902 United States Patent МПК⁶ G01M 3/02, G01M 3/28. Pipe Testing system / Douglas Lanasa. — Claimer and patent holder Lanasa; Douglas (Channelview, TX). – №08/188,023; claimed 28.01.94 ; published 09.01.96.
10. Pat. 4,442,403 United States Patent МПК⁶ G01N 27/90, G01N 027/72, G01N 027/82. Testing installation for pipes having an internal testing unit driven by the rotation of the pipe/ Carl-Ludwig Pohler. — Claimer and patent holder Pohler; Carl-Ludwig (D-5650 Solingen 1, DE). – №06/249,887; claimed 01.04.81 ; published 10.04.84.

Пурдик Віктор Петрович – к. т. н., доцент кафедри технології автоматизації машинобудування.

Поздняков Михайло Юрійович – магістрант.

Вінницький національний технічний університет.