

УДК 621.22

В.П. Пурдик, М. Ю. Поздняков
МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГНУЧКИХ РУКАВІВ
ВИСОКОГО ТИСКУ

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.
Форм. 3. Рис. 6. Літ. 11.

В.П. Пурдик, М.Ю. Поздняков
МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИБКИХ РУКАВОВ
ВИСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Работа посвящена экспериментальной проверке динамических характеристик рукавов высокого давления. Статья содержит конструктивную схему экспериментальной установки на основе 3D-модели и описание проведения исследования, а также соотношения, которые позволяют определить значение основного динамического показателя – коэффициента податливости.

Ключевые слова: динамические характеристики, рукава высокого давления, динамический показатель, коэффициент податливости.

V. Purdik, M. Pozdniakov
METHODOLOGY DETERMINING OF THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF FLEXIBLE
HIGH PRESSURE HOSES

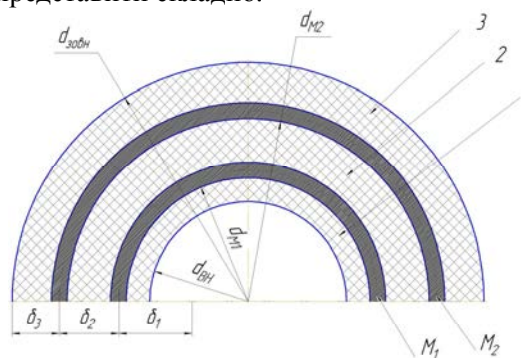
This work deals with experimental verification of the dynamic characteristics of high-pressure sleeves. The paper contains design circuit of the test installation based on 3D model and description of the test procedure. Also, relationships are presented, which make it possible to calculate the value of the main dynamic indicator – the compliance coefficient.

Keywords: dynamic characteristics, high-pressure sleeves, dynamic indicator, compliance coefficient.

Вступ. В технологічних машинах різноманітного призначення, як стаціонарного так і мобільного виконання, які в якості джерела енергії використовують гідропривод, для з'єднання безпосередньо виконавчих органів (гідродвигунів поступального та обертального руху) з основними магістралями широко використовуються гнучкі рукави високого тиску (РВТ) [1, 2, 3]. В першу чергу це пов'язано з тим, що робочі органи таких машин повинні виконувати складні просторові рухи в процесі виконання свого службового призначення, що виключає використання жорстких трубопроводів.

Ця обставина негативно впливає на динамічні характеристики машини в цілому, так як гідрав-лічна жорсткість РВТ суттєво менша ніж у жорсткого металевого трубопровода.

Для реального прогнозування швидкодії конкретної машини з гідроприводом в процесі її проектування необхідно знати динамічні характеристики РВТ (в технічній літературі часто використовується термін - коефіцієнт $K(p)$ податливості [4, 5]). Аналітично це зробити досить важко, так як конструкція РВТ представляє собою складну композитну металогумову структуру, яку однозначно математично представити складно.



$\delta_1, \delta_2, \delta_3$ - відповідні товщини шарів;
 M_1, M_2 - металеві шари;
 $d_{9H}, d_{300H}, d_{M1}, d_{M2}$ - відповідні діаметри оплетьонь;
 1, 2, 3 - гумові шари.

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

За конструктивними параметрами РВТ відрізняються між собою як кількістю металевих чи гумових обплетень (рис.1) [4], так і формою упакування даних обплетень, зокрема металевого. Адже саме від даного параметру залежить пріоритетний напрямок деформації рукава (радіальний чи осьовий) під дією тиску в гідросистемі.

В склад станда (рис. 2) входять: гнучкий рукав 1, що досліджується, вмонтований у спеціальний корпус 2 за допомогою різьбового з'єднання. В корпусі розміщена плунжерна пара 3, плунжер якої кінематично зв'язаний з ексцентриком 4, який обертається аксіально-поршневим гідромотором 5 [6].

В конструкції станда передбачено реєстрацію в динаміці тиску в порожнині РВТ (давач 11), його деформацію в осьовому та радіальному напрямках відповідно (давачі 10 та 12), а також поступальний рух золотника 3 (давач 14).

Методика проведення експерименту полягає в наступному: порожнину РВТ заповнюють робочою рідиною, чому передує видалення повітряної пробки з трубопроводу за допомогою відвинчування затвору 10, а потім надають разовий (ступінчатий), або періодичний рух золотнику 3, який вводить в порожнину РВТ відповідний об'єм робочої рідини, і реєструють зміну тиску в РВТ та його деформацію.

Регулювання величини об'єму, що подається в порожнину РВТ здійснюють зміною величини ексцентриситета механізму 3, а його періодичність подачі частотою обертання вала гідромотора, яка регулюється витратою регульованого насоса НП-34 [7].

Під час проведення експерименту РВТ підтримується за допомогою стійок 8, які разом з кутником, де закріплено гідромотор, базуються на столі з Т-подібними пазами 9.

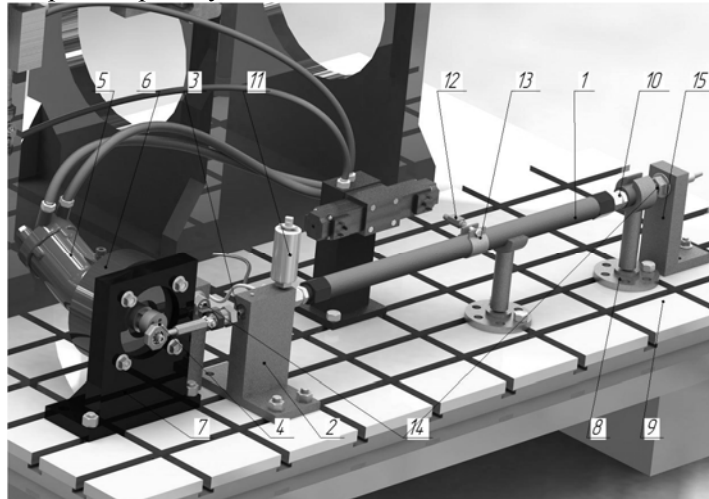


Рис. 2. 3D-модель станда для експериментального дослідження динамічних характеристик РВТ

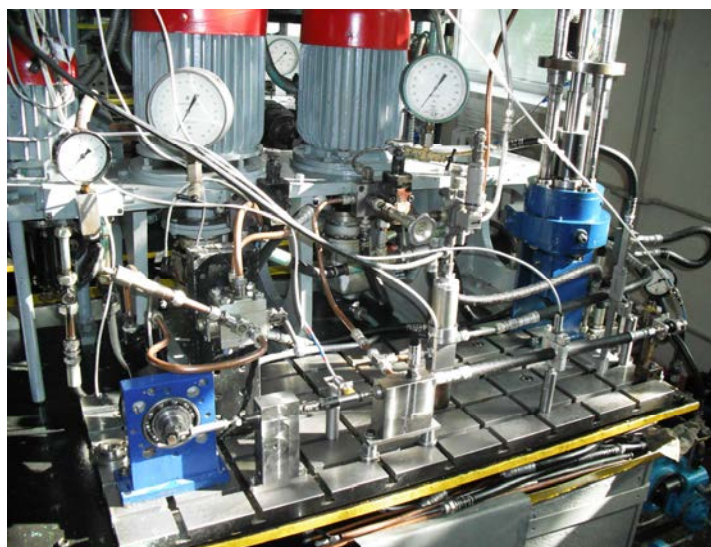


Рис. 3. Загальний вид станду для експериментального дослідження динамічних характеристик РВТ

Конструкція стенду дозволяє отримати якісні перехідні процеси в порожнині РВТ під дією разового та періодичного збуджуючого сигналу, яким є певний об'єм рідини, що подається в динамічному режимі, а також побудувати амплітудо-частотну та фазо-частотну характеристики конкретного зразка 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

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

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

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

де $A_{\Delta L_c}$, $A_{\Delta p_c}$, $A_{\Delta d_{\text{зовн}}}$ – 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

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

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. 4.

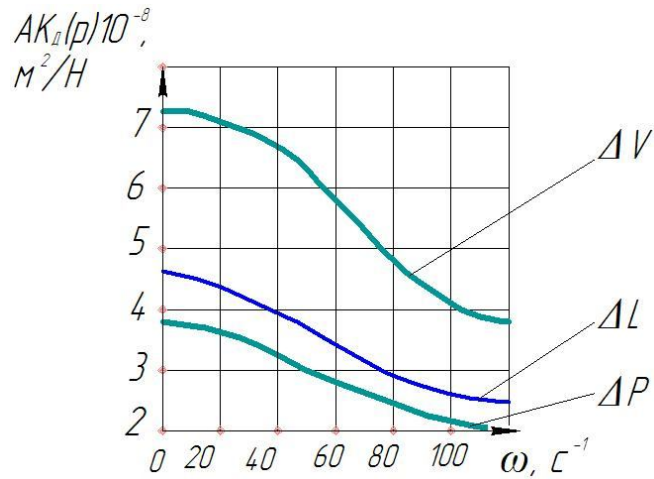


Рис. 4. Амплітудно-частотна характеристика РВТ

Приклад перехідних процесів у порожнині РВТ зображено на рис. 5, 6.

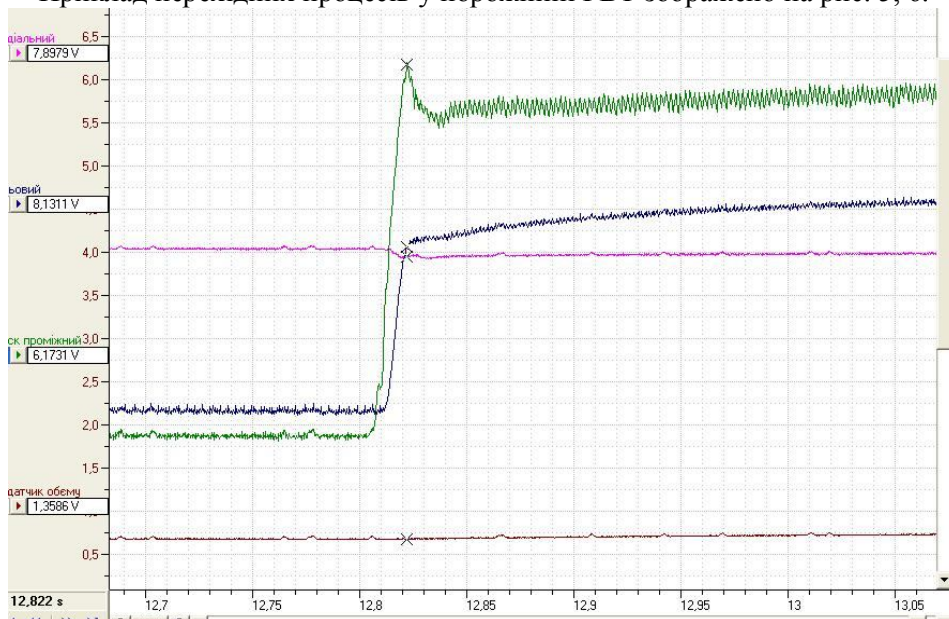


Рис. 5. Перехідний процес у порожнині РВТ (частота вхідного сигналу 8 Гц)

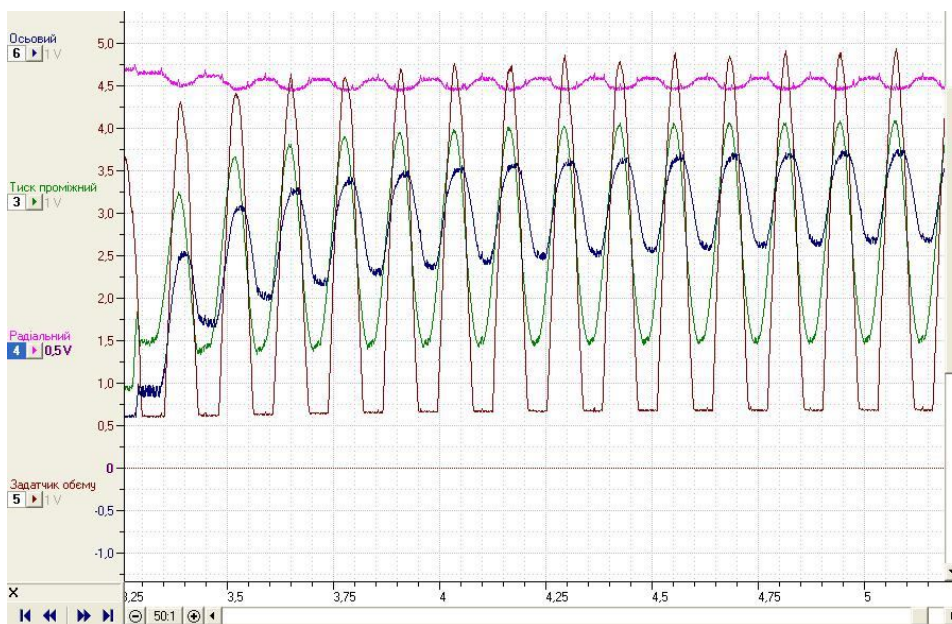


Рис. 6. Перехідний процес у порожнині РВТ (частота вхідного сигналу 2 Гц)

© В.П. Пурдик, М.Ю. Поздняков

Висновки:

– 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 даного коефіцієнту від частоти вхідного сигналу.

– в результаті проведення експерименту можна якісно визначити амплітудо-частотні та перехідні характеристики РВТ, які зображені в тексті статті;

– співвідношення, які є представлені дозволяють одержати необхідні динамічні характеристики РВТ, що дозволяє використовувати отримані дані при проектуванні гідроприводів машин різного призначення.

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. Пурдик В.П., Поздняков М.Ю. Стенд для експериментального дослідження динамічних характеристик гнучких трубопроводів/ Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2013. - №1.
7. George E. Tolten. Tribology of hydraulic pump testing / George E. Tolten, Gary H. King, Donald M. Smolenski. – Philadelphia.: (STP: 1310). – 1997. – 376 p.
8. Rowinski Pawel. Experimental Methods in Hydraulic Research / Pawel Rowinski. – Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. – 2011. – 321 p.
9. 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.
10. 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.
11. 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.

Стаття надійшла до редакції 27.04.2013.