

## СТІЙКІСТЬ ГІДРОПРИВОДУ ПРЕСУВАННЯ ВІДХОДІВ

*В даній роботі проведено дослідження стійкості роботи гідроприводу пресування відходів, виявлено області параметрів його роботи, як в стійкому, так і в нестійкому режимі, а також на межі стійкості.*

*In this article researches of a stability work of the hydraulic drive of pressing waste products are lead, areas of parameters his work, both in resistant to, and in a unstablis condition, and also on a limit of stability are detected.*

На ВАТ “АТЕКО” (Турбівському машинобудівному заводі) виготовляється обладнання для збору та перевезення відходів, у якому для реалізації робочих процесів використано систему гідроприводів. Найбільш високі вимоги висуваються до гідроприводу пресування, якість роботи якого визначається ступенем ущільнення відходів, що дозволяє підвищити продуктивність обладнання та його економічність. Спроби збільшення коефіцієнта ущільнення за рахунок підвищення робочого тиску та діаметра гідроциліндра викликали втрату динамічної стійкості гідроприводу, що і зумовило необхідність виконання даного дослідження.

Схема гідроприводу показана на рис. 1, де позначені наступні структурні елементи:

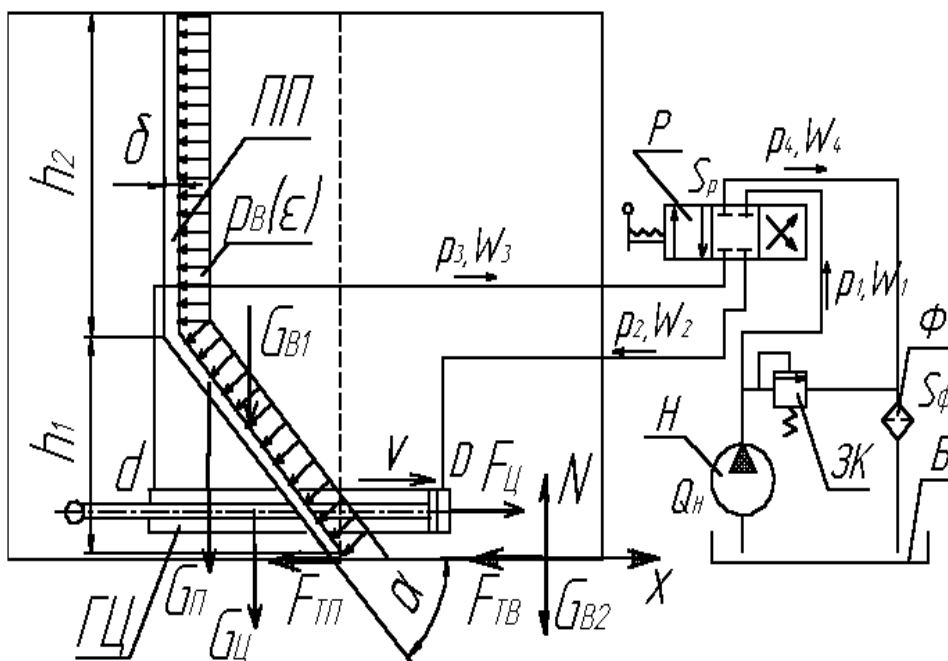


Рис. 1. Розрахункова схема гідроприводу пресування

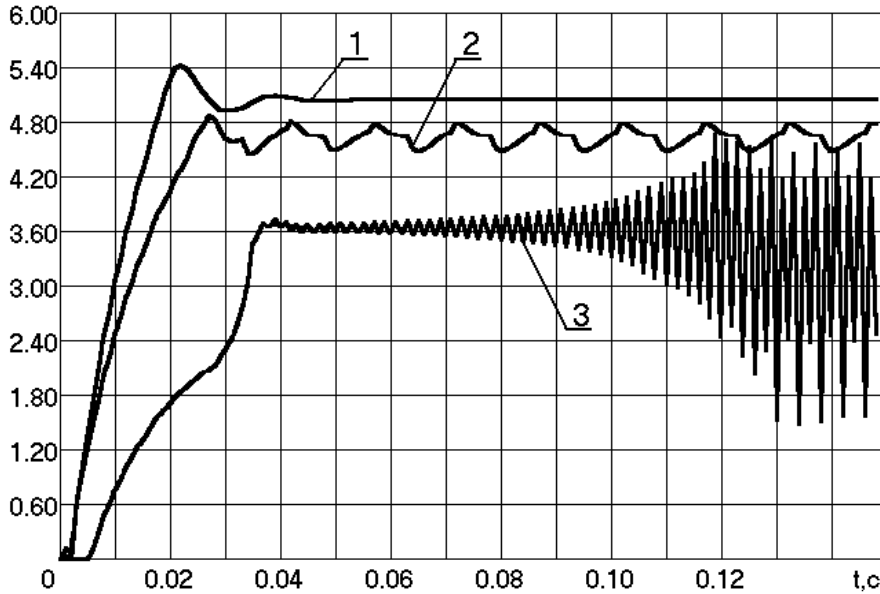
ПП - плита для пресування, ГЦ – гідроциліндр, Р – гідророзподільник, Н – гідронасос, ЗК – запобіжний клапан, Ф - фільтр, Б - бак із робочою рідиною. На схемі також нанесені такі основні геометричні, кінематичні та силові параметри:  $p_1, p_2, p_3, p_4$  - тиски відповідно на виході насоса, на вході гідроциліндра, на виході гідроциліндра та на вході фільтра;  $W_1, W_2, W_3, W_4$  - об'єми трубопроводів між насосом та гідророз-

подільником, гідророзподільником та входом гідроциліндра, виходом гідроциліндра та гідророзподільником, гідророзподільником та фільтром;  $Q_H$  - фактична подача насоса;  $S_P$  - площа проходного отвору розподільника;  $S_\Phi$  - площа поверхні фільтруючого елемента;  $D, d$  - діаметри поршня та штока;  $G_P$  - вага плити для пресування;  $G_C$  - вага гідроциліндра;  $G_{B1}, G_{B2}$  - ваги частини відходів, що знаходяться відповідно над та поза плитою для пресування;  $F_{TP}$  - сила тертя між плитою для пресування та напрямними;  $F_{TB}$  - сила тертя, яка діє на відходи;  $F_C$  - сила, яку розвиває гідроциліндр;  $h_1, h_2, b, \delta, \alpha, x$  - відповідно висота нижньої та верхньої частини, ширина (на схемі не вказана), товщина, кут нахилу та переміщення плити для пресування.

Математична модель роботи гідроприводу пресування (ГПП) відходів описана системою диференціальних рівнянь (1-5). Проведено імітаційні дослідження стійкості роботи гідроприводу. На рис. 2 показані графіки перехідних процесів в ГПП, де цифрами 1-3

показані криві, що відповідають характерним режимам роботи за стійкістю при різних значеннях об'єму напірної магістралі гідроциліндра  $W_2$  та діаметру гідроциліндра  $D_{ц}$ :

рц, Па·10<sup>6</sup>



1 – стійкий ( $W_2=0,59$  л;  $D_{ц}=110$  мм); 2 – на межі стійкості ( $W_2=0,85$  л;  $D_{ц}=135$  мм); 3 – нестійкий ( $W_2=0,44$  л;  $D_{ц}=140$  мм).

Необхідність забезпечення роботи гідроприводу в стійкому режимі вимагає визначення його параметрів, при яких вона буде забезпечена (визначення області стійкості). Відповідні дослідження виконані із застосуванням математичного апарату теорії автоматичного керування.

Рис. 2. Перехідні процеси в ГПП

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_H = \mu \cdot S_P \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho_{PP}}} + \sigma \cdot (p_1 - p_2) + k \cdot W_1 \cdot \dot{p}_1; \quad (1) \\ \mu \cdot S_P \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho_{PP}}} = \dot{x} \cdot S_{ц1} + \sigma \cdot (p_2 - p_3) + k \cdot W_2 \cdot \dot{p}_2; \quad (2) \\ \dot{x} \cdot S_{ц2} = \mu \cdot S_P \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_3 - p_4)}{\rho_{PP}}} + \sigma \cdot (p_3 - p_4) + k \cdot W_3 \cdot \dot{p}_3; \quad (3) \\ \mu \cdot S_P \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_3 - p_4)}{\rho}} = k_{\Phi} \frac{p_4}{\mu_D} S_{\Phi} + \sigma \cdot p_4 + k \cdot W_4 \cdot \dot{p}_4; \quad (4) \\ p_2 \cdot S_{ц1} - p_3 \cdot S_{ц2} = m_P \cdot \ddot{x} + \beta \cdot \dot{x} + p_B(\varepsilon) \cdot S_{п1} + F_{тп} + F_{тв}. \quad (5) \end{array} \right.$$

Зменшимо порядок диференціальних рівнянь математичної моделі ГПП [1], використавши заміну  $dx/dt=v$ , а також здійснимо лінеаризацію функції витрат через дросельовальні вікна розподільника:

$$\mu \cdot S_P \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho_{PP}}} \approx \alpha \cdot b_1 \cdot (p_1 - p_2); \quad \mu \cdot S_P \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_3 - p_4)}{\rho_{PP}}} \approx \alpha \cdot b_2 \cdot (p_3 - p_4),$$

де  $b_1, b_2, \alpha$  - коефіцієнти лінеаризації, що описуються виразами:

$$b_1 = \frac{1}{\sqrt{p_{1CP} - p_{2CP}}}; \quad b_2 = \frac{1}{\sqrt{p_{3CP} - p_{4CP}}}; \quad \alpha = \mu \cdot S_P \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_{PP}}},$$

де  $p_{1CP}, p_{2CP}, p_{3CP}, p_{4CP}$  - середні значення тисків робочої рідини на різних ділянках гідросистеми.

Після перетворень за Лапласом та лінеаризації отримаємо в операторній формі параметри, що визначають стан ГПП: тиск на різних ділянках гідросистеми та швидкість переміщення плити для пресування:

$$\left\{ \begin{aligned} p_1(S) &= \frac{Q_H - p_2(S) \cdot (\sigma + \alpha \cdot b_1)}{K \cdot W_1 \cdot S + \sigma + \alpha \cdot b_1}; & (6) \\ p_2(S) &= \frac{p_1(S) \cdot \alpha \cdot b_1 - v(S) \cdot S_{Ц1} + p_3(S) \cdot \sigma}{K \cdot W_2 \cdot S + \sigma + \alpha \cdot b_1}; & (7) \\ p_3(S) &= \frac{v(S) \cdot S_{Ц2} + p_4(S) \cdot (\sigma + \alpha \cdot b_2)}{K \cdot W_3 \cdot S + \sigma + \alpha \cdot b_2}; & (8) \\ p_4(S) &= \frac{p_3(S) \cdot \alpha \cdot b_2}{K \cdot W_4 \cdot S + \sigma + R + \alpha \cdot b_2}; & (9) \\ v(S) &= \frac{p_2(S) \cdot S_{Ц1} - p_3(S) \cdot S_{Ц2} - F_{TH}}{m_p \cdot S + \beta}. & (10) \end{aligned} \right.$$

де  $R = \frac{k_\phi \cdot S_\phi}{\mu_D}$ ;  $F_{TH} = p_B(\epsilon) \cdot S_{П1} + F_{ТП} + F_{ТВ}$  - технологічне навантаження.

Структурна схема гідроприводу плити для пресування, побудована відповідно до рівнянь (6-10), показана на рис. 3.

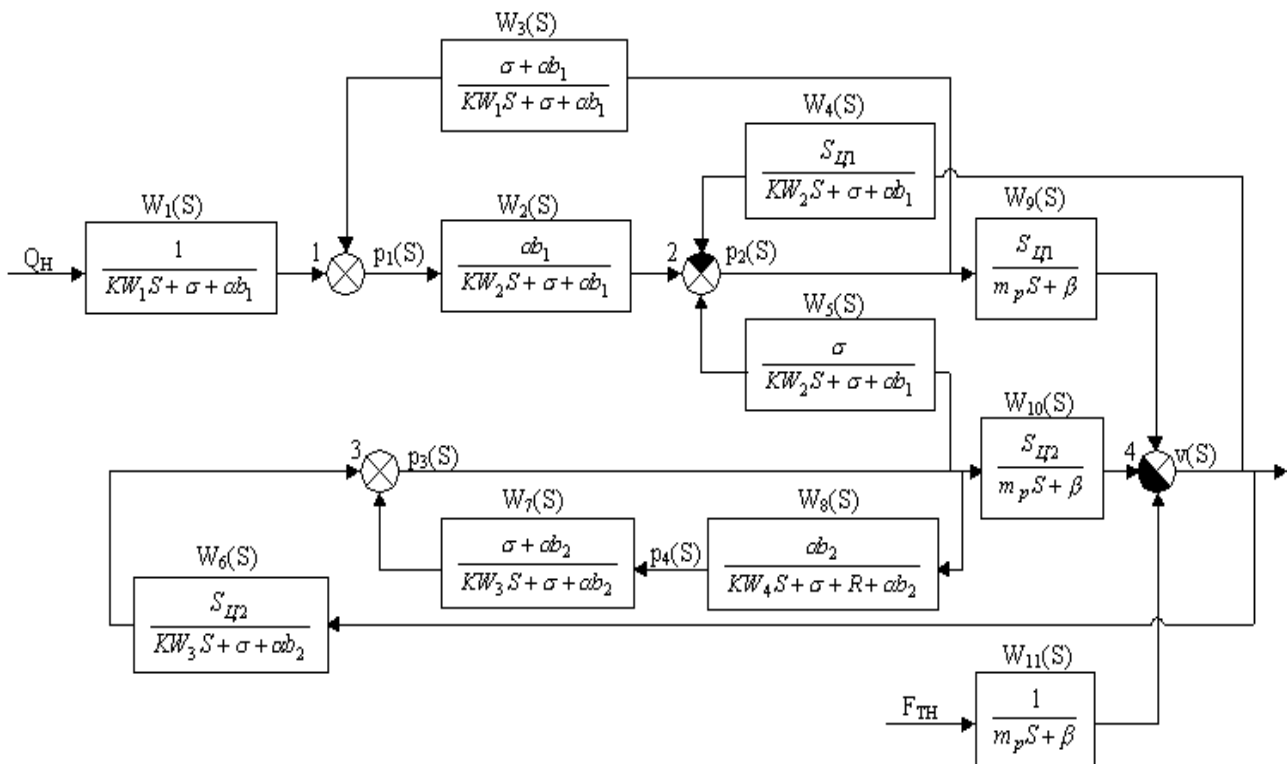


Рис. 3. Структурна схема гідроприводу пресування

Представлена структурна схема лінійної моделі гідроприводу пресування свідчить, що дана динамічна система п'ятого порядку має численні перехресні позитивні на негативні зворотні зв'язки, які є причиною появи можливості виникнення нестійких режимів роботи гідроприводу.

Після спрощення структурна схема ГПП набула вигляду, представленого на рис. 4.

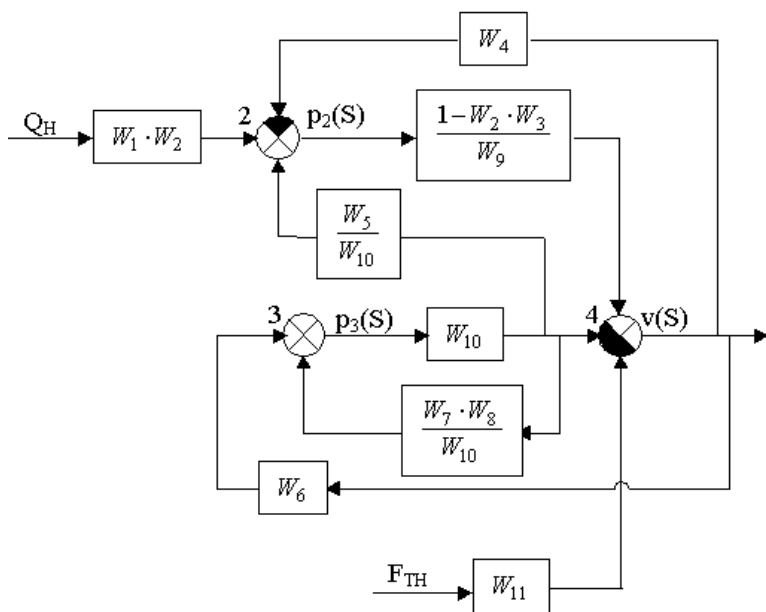


Рис. 4. Еквівалентна структурна схема ГПП

Дана схема є достатньо складною для аналітичного визначення характеристичного рівняння, необхідного для дослідження стійкості ГПП за одним із алгебраїчних критеріїв стійкості [2]. Тому проведено чисельне дослідження стійкості ГПП за допомогою ЕОМ в площині параметрів  $W_2$ - $D_{ц}$ , які змінювалися в наступних межах:  $W_2$  від 0,1 л до 2,4 л з кроком 0,1 л,  $D_{ц}$  від 100 до 145 мм з кроком 0,5 мм. Інші коефіцієнти математичної моделі відповідають реальним параметрам приводу робочих органів обладнання для пресування та визначені експериментально [3].

Дослідженнями визначено область стійкості ГПП (рис. 5).

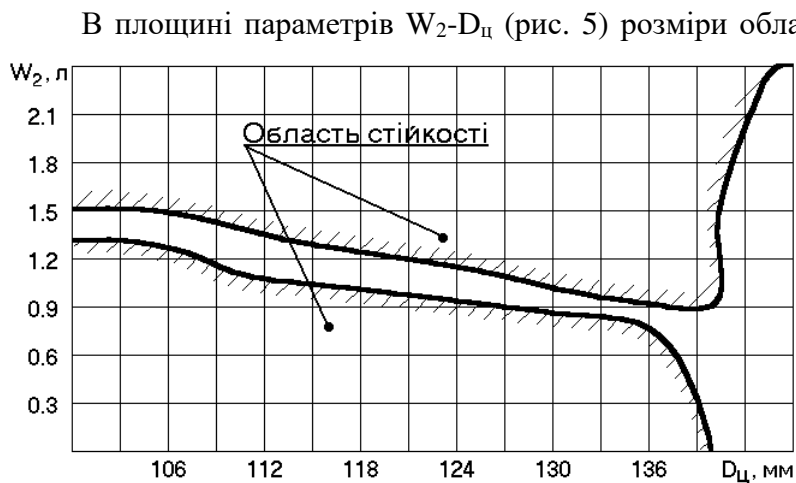


Рис. 5. Область стійкості ГПП

В площині параметрів  $W_2$ - $D_{ц}$  (рис. 5) розміри області нестійкої роботи ГПП є досить значними, що потребує додаткових досліджень впливу конструктивних параметрів ГПП на область його стійкості.

Спроби підвищення коефіцієнта ущільнення та зменшення об'єму пор шляхом збільшення діаметра гідроциліндра приводу пресування можуть викликати нестійкі режими роботи. Крім того небезпека втрати стійкості має місце при неправильному виборі співвідношення між  $W_2$  і  $D_{ц}$ .

## ВИСНОВКИ

1. Вибір параметрів гідроприводу пресування за схемою, що промислово реалізована не може бути здійснений без аналізу його стійкості в динамічних режимах.
2. Причиною появи можливості виникнення нестійких режимів роботи гідроприводу пресування за даною схемою є численні перехресні позитивні на негативні зворотні зв'язки, що може бути усунено структурною та параметричною оптимізацією.
3. Висока якість роботи гідроприводу пресування з високими коефіцієнтами ущільнення можлива при виборі параметрів  $W_2$  і  $D_{ц}$ , що забезпечують достатній запас стійкості.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Савуляк В. І., Березюк О. В. Дослідження динаміки приводу плити для пресування ТПВ. // Вісник ВПІ. – 2002. - №4. – с. 83-86.
2. Краснов М.Л., Киселёв А.И., Макаренко Г.И. Функции комплексного переменного. Операционное исчисление. Теория устойчивости. - М.: Наука, 1971 - 256 с.
3. Савуляк В.І., Березюк О.В. Експериментальне дослідження пружно-пластичних властивостей ТПВ // Вісник ВПІ. – 2002. - №5. – с. 81-84.