

**О. В. Петров
Я. А. Молчанов
А. Ю. Фарафон
В.О. Трегубов**

ВРАХУВАННЯ ЯВИЩА СТИСНЕННЯ РОБОЧОЇ РІДИНИ В ЗАГАЛЬНІЙ СИСТЕМІ ПОДАТЛИВОСТІ ГІДРОПРИВОДУ

Вінницький національний технічний університет

Анотація

Проведено аналіз явища стиснення робочої рідини в загальній системі податливості гідроприводу. Наведено розрахунки, які засвідчують, що стисненням робочої рідини, зумовлене деформацією трубопроводів, можна знехтувати, оскільки різниця значень підвищення тиску у гідроприводі з врахуванням деформації трубопроводу та без неї складає менше 3%.

Ключові слова: гідропривод, податливість, стиснення рідини, деформація трубопроводів.

Abstract

An analysis of the phenomenon of compression of the working fluid in the general compliance system of the hydraulic drive was carried out. Calculations are given, which prove that the compression of the working fluid caused by the deformation of the pipelines can be neglected, since the difference in the values of the pressure increase in the hydraulic drive, taking into account the deformation of the pipeline and without it, is less than 3%.

Keywords: hydraulic drive, compliance, liquid compression, deformation of pipelines.

Вступ

Податливість гідроприводу будь-якого механізму складається із значень стиснення робочої рідини, деформації елементів гідроприводу (трубопроводів, рукавів високого тиску), змін витрати гідронасоса під час зміни тиску у системі та іншого. Також, під час аналізу рівняння балансу витрати робочої рідини, слід враховувати частину робочої рідини, яка перетікає через запобіжний клапан. Актуальною задачею є визначення впливу стиснення робочої рідини на коефіцієнт податливості гідроприводу, за умов незмінних характеристик гідронасоса та запобіжного клапана.

Результати дослідження

Стиснення робочої рідини прийнято вважати настільки малою величиною, що її значенням часто нехтують під час визначення витрати гідронасоса, а також його потужності. Однак, під час перемикання золотника гідророзподільника виникають гідравлічні удари, значення яких визначається з врахуванням стиснення робочої рідини, оскільки, завдяки своїм властивостям, воно сприяє зменшенню значення максимального значення тиску робочої рідини.

Під час проектування та експлуатації гідроприводів намагаються уникати такого явища, як гідравлічний удар. Цього можна досягнути завдяки удосконаленню конструкції гідророзподільника, який дозволяє зменшити негативне явище гідравлічного удару, що виникає під час перемикань розподільного золотника. У конструкціях дискретних гідророзподільників (типу P100) значення гідравлічного удару часто має значну величину, що може зумовити надмірне навантаження на елементи гідроприводу. У пропорційних гідророзподільниках (типу «Dipoil») – виникаючі значення гідравлічного удару значно менші. У пропорційних гідророзподільниках чутливих до навантаження (типу «Danfoss») наявні відповідні клапани на кожній робочій секції, що дозволяє практично уникати явищ гідравлічного удару.

Як відомо, під час явища гідравлічного удару величина надлишкового тиску залежить від об'ємного модуля пружності робочої рідини:

$$\Delta P = \frac{\rho_0 \cdot v_0}{\sqrt{\frac{2 \cdot r_0 \cdot \rho_0}{E \cdot S} + \frac{\rho_0}{E_p}}}, [\text{Па}] \quad (1)$$

де r_0, S, E – внутрішній радіус труби, товщина стінки та модуль пружності матеріалу труби;
 ρ_0, v_0, E_p – густина, швидкість руху та модуль об'ємної пружності робочої рідини.

З формули (1) видно, що значення стиснення робочої рідини, як і податливості гідроприводу, має позитивний вплив на зниження величини надлишкового тиску в момент відкриття-закриття золотника гідророзподільника.

Визначимо вплив стиснення робочої рідини та деформації трубопроводів на величину надлишкового тиску. Швидкість руху робочої рідини через трубопроводи гідроприводу (наприклад тр. 16×2) під час постійності витрати робочої рідини ($Q_H = 1,33 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$) становить:

$$v_0 = \frac{4 \cdot Q_H}{\pi \cdot (2 \cdot r_0^2)} = \frac{4 \cdot 1,33 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot (0,012)^2} = 11,8 \text{ м/с};$$

$$\frac{2 \cdot r_0 \cdot \rho_0}{E \cdot S} = \frac{2 \cdot 0,006 \cdot 850}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,002} = 2,55 \cdot 10^{-8} \text{ с/м};$$

$$\frac{\rho_0}{E_p} = \frac{850}{1750 \cdot 10^6} = 48,5 \cdot 10^{-8} \text{ с/м}.$$

Таким чином, підвищення тиску з врахуванням деформації трубопроводів буде визначатись:

$$\Delta P = \frac{850 \cdot 11,8}{\sqrt{2,55 \cdot 10^{-8} + 48,5 \cdot 10^{-8}}} = 14,02 \text{ МПа}.$$

А підвищення тиску без врахуванням деформації трубопроводів буде визначатись:

$$\Delta P = \frac{850 \cdot 11,8}{\sqrt{48,5 \cdot 10^{-8}}} = 14,4 \text{ МПа}.$$

Як видно, деформацією трубопроводів можна знехтувати, оскільки різниця значень підвищення тиску з врахуванням деформації трубопроводу та без неї складає менше 3%.

Висновки

В результаті розрахунків значень надлишкового тиску, зумовленого стисненням робочої рідини та деформації трубопроводів у гідроприводі, визначено, що підвищення тиску з врахуванням деформації трубопроводів складатиме менше 3% у порівнянні із величиною підвищення тиску без врахуванням деформації трубопроводів. Таким чином, під час проведення теоретичних досліджень робочих процесів у гідроприводах машин, величиною надлишкового тиску, зумовленого стисненням робочої рідини та деформації трубопроводів у гідроприводі, можна знехтувати.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Козлов Л. Забезпечення стійкості мехатронного гідроприводу. Л. Козлов, Ю. Буренніков, В. Пиляець, М. Коріненко, О. Лижов // Вісник машинобудування та транспорту, Чер 2019. - vol 9, № 1, с. 66-76. <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2019-9-1-66-76>.

2. Козлов Л.Г. Енергоощадний гідропривод, чутливий до навантаження, на базі мультирежимного гідророзподільника / Л.Г. Козлов, О.В. Петров // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВНАУ, 2012. – №2(36). – С.77-80.

3. Петров О.В. Підвищення ККД системи керування гідроприводу опорно-поворотного пристрою / О.В. Петров, О.О. Деревенко // Молодь в технічних науках: дослідження, проблеми, перспективи (МТН-2015). Матеріали міжнародної Інтернет-конференції, м. Вінниця, 23-26 квітня, 2015: тези доповідей. – 2015. – С. 184-186.

Олександр Васильович Петров — канд. техн. наук, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет;

Ярослав Анатолійович Молчанов — аспірант кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет;

Андрій Юрійович Фарафон — аспірант кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет;

Вадим Олександрович Трегубов — студент групи ІПМ-22м, факультет машинобудування та транспорту, Вінницький національний технічний університет

Науковий керівник: **Петров Олександр Васильович** — канд техн. наук, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

Petrov Oleksandr V. — Cand. Sc. (Eng), Assistant Professor, Department of Machine-building technology and Automation, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia;

Molchanov Yaroslav A. — postgraduate Department of Machine-building technology and Automation, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia;

Farafon Andriy Yu. — postgraduate Department of Machine-building technology and Automation, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia;

Tregubov Vadim O. — Faculty of Engineering and Transport, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia.

Supervisor: **Petrov Oleksandr V.** — Cand. Sc. (Eng), Assistant Professor of Mechanical Engineering and Automation Technology, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia