

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ВРІВНОВАЖУВАЛЬНОГО КЛАПАНА НА ПОТУЖНІСТЬ НАСОСА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ЗРАЗКА ГІДРОПРИВОДУ СТІЛИ

Вінницький національний технічний університет

Анотація

Досліджено вплив параметрів врівноважувального клапана на затрачену потужність насоса для піднімання та опускання експериментального зразка гідроприводу стріли. Запропоновано рекомендації по вибору параметрів врівноважувального клапана для зменшення затраченої потужності насоса на роботу експериментального зразка гідроприводу стріли.

Ключові слова: врівноважувальний клапан, гідропривод стріли, потужність насоса.

Abstract

The influence of the parameters counterbalance valve on the consumed power of the pump for raising and lowering the experimental model of the hydraulic drive boom has been investigated. Recommendations on the choice of the parameters counterbalance valve to reduce the power of the pump expended on the operation of the experimental model of the hydraulic drive boom are proposed.

Keywords: counterbalance valve, hydraulic drive boom, power of pump.

Вступ

На сьогодні ставляться високі вимоги до енергетичної ефективності мобільних робочих машин для економії коштів та зменшення забрудненості довкілля [1, 2, 3]. Застосування врівноважувальних клапанів дозволяє зменшити робочу потужність насоса на опусканні навантажених та розвантажених робочих органів мобільних машин із забезпеченням статичних і динамічних характеристик [4]. Правильне налаштування врівноважувального клапана забезпечить незначні втрати потужності насоса під час піднімання та опускання вантажів [5, 6]. Дослідження впливу параметрів врівноважувального клапана на затрачену потужність насоса для піднімання та опускання експериментального зразка гідроприводу стріли є актуальним.

Метою роботи є розрахувати вплив параметрів врівноважувального клапана на потужність експериментального зразка гідроприводу стріли.

Результати дослідження

Розроблено математичну модель експериментального зразка гідроприводу стріли мобільної робочої машини для дослідження її характеристик [1, 7]. Розраховано вплив параметрів врівноважувального клапана на затрачену потужність насоса $N(p_n)$ та $N(p_n)^*$ від регульованого насоса під час незмінного технологічного навантаження $T=1000\text{кг}$ та швидкості руху $V=0,25\text{м/с}$ гідродвигуна при зустрічному та супутньому навантаженнях, відповідно.

Затрачені потужності насоса $N(p_n)$ та $N(p_n)^*$ від регульованого насоса на виконання операцій при однакових режимах роботи розраховувалися за формулою:

$$N(p_n) = N(p_n)^* = p_n \cdot Q_n. \quad (1)$$

В ході досліджень використано діапазони зміни параметрів врівноважувального клапана, що впливають на затрачені потужності насоса $N(p_n)$ та $N(p_n)^*$ від регульованого насоса: $d_{y1}=(15\dots20)\cdot 10^{-3}\text{м}$;

$d_{y2}=(15\dots18)\cdot 10^{-3}\text{ м}; K_y=(0,5\dots1,5)\cdot 10^{-3}\text{ м}; C_y=(1\dots2,5)\cdot 10^4\text{ Н/м}; H_y=(2\dots7)\cdot 10^{-3}\text{ м}$ (див. рис. 1).

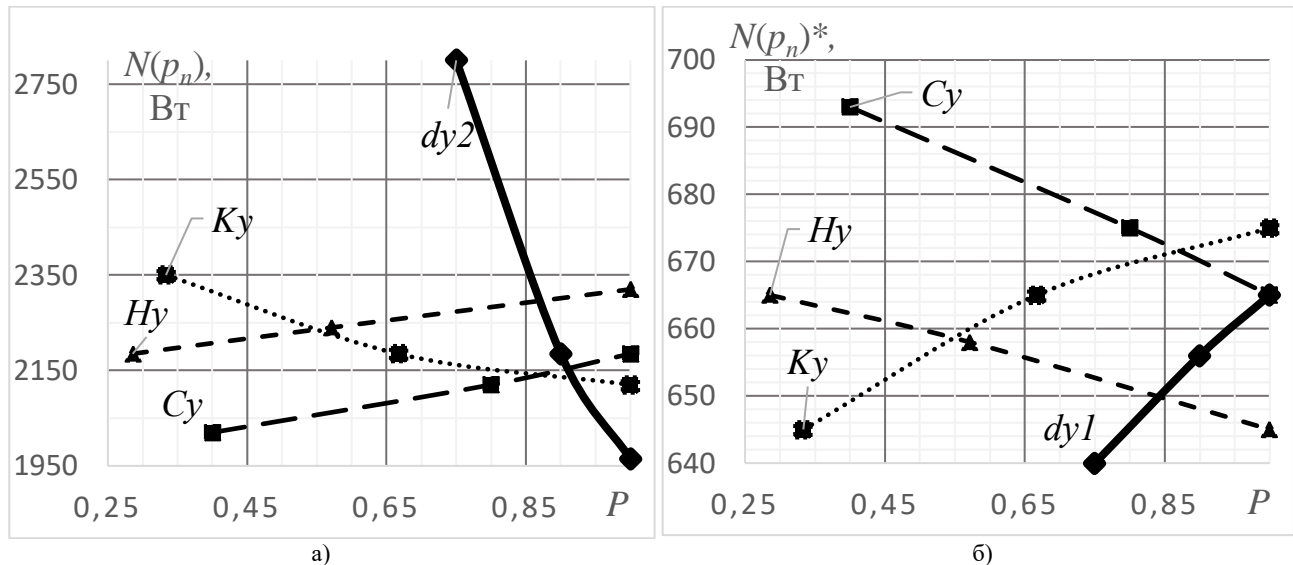


Рисунок 1 – Вплив параметрів врівноважувального клапана на затрачену потужність насоса $N(p_n)$ та $N(p_n)^*$ від регульованого насоса а) для зустрічного навантаження б) для супутнього навантаження

Для зустрічного навантаження (див. рис. 1, а) величина затраченої потужності насоса $N(p_n)$ регульованого насоса, на виконання операцій при однакових режимах роботи, зменшується під час зменшення жорсткості пружини C_y , попереднього стиснення пружини H_y та під час збільшення діаметра основного золотника d_{y2} , коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y .

Для супутнього навантаження (див. рис. 1, б) величина затраченої потужності насоса $N(p_n)^*$ регульованого насоса, на виконання операцій при однакових режимах роботи, зменшується під час зменшення коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y , діаметра поршня d_{y1} та під час збільшення жорсткості пружини C_y , попереднього стиснення пружини H_y .

Висновки

Досліджено як параметри врівноважувального клапана впливають на затрачену потужність насоса експериментального зразка гідроприводу стріли під час її піднімання та опускання. Розроблено рекомендації для зменшення затраченої потужності насоса на роботу експериментального зразка гідроприводу стріли.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Піонткевич О. В. Підвищення ефективності багаторежимного гідроприводу фронтального навантажувача : дис. кандидата техн. наук : 05.02.02 / Піонткевич Олег Володимирович. – Київ, 2019. – 249 с.
2. Муращенко А. М. Розрахунок мобільних приводів машин / А. М. Муращенко, О. М. Яхно, О. П. Губарев, В. Г. Василюк, М. Коваленко // Problems of Friction and Wear. – 2019. – Vol. 3(84). P. 83 – 89.
3. Козлов Л. Г. Вимоги до гідросистем фронтальних навантажувачів / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич, А. О. Іванов // Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування: матеріали. – 2015. – С. 2. – Режим доступу: URL: <http://ctam.vntu.edu.ua/doc/57.pdf>
4. Козлов Л. Г. Гідропривод з гідрозамком / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич. – Пат. 107185 Україна, МПК Е 02 F 9/22, № u201511543; Опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10. – 8 с.
5. Kozlov L. Optimization of design parameters of the counterbalance valve for the front-end loader hydraulic drive / L. Kozlov, Yu. Burennikov, O. Piontkevych, O. Paslavaska // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «МЕХАНІКА 2017». – Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 195 – 200.
6. Оптимізація конструктивних параметрів врівноважувального клапана для гідроприводу інваріантного до знакозмінного навантаження [Текст] / Л. Г. Козлов, Л. К. Поліщук, О. В. Піонткевич

[та ін.] // I-а Міжнародна науково-технічна інтернет-конференція «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2019», 13-15 травня 2019 р.: збірник тез доповідей. – Вінниця : ВНТУ, 2019. – С. 300-302.

7. Піонткевич О. В. Математична модель гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном / О. В. Піонткевич. – Вінниця: Вісник машинобудування та транспорту. – 2015. – № 2. – С. 83 – 90.

Піонткевич Олег Володимирович — к-т техн. наук, старший викладач кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, e-mail: piontkevych@vntu.edu.ua;

Козлов Леонід Геннадійович — док. техн. наук, професор та завідувач кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця;

Медведєв Роман Васильович — студент групи ІПМ–19мсз, факультет машинобудування та транспорту, Вінницький національний технічний університет, Вінниця;

Паламарчук Максим Володимирович — студент групи ІПМ–19мсз, факультет машинобудування та транспорту, Вінницький національний технічний університет, Вінниця.

Piontkevych Oleh V. — Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of the Department of Technology and Automation of Mechanical Engineering, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, e-mail: piontkevych@vntu.edu.ua;

Kozlov Leonid H. — Doctor of Engineering, professor and Chair of the Department of Technology and Automation of Mechanical Engineering, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia;

Medvedev Roman V. – student of the Department of Mechanical Engineering and Transport, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia;

Palamarchuk Maksim V. — student of the Department of Mechanical Engineering and Transport, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia.