

Український державний університет залізничного транспорту
Міністерство освіти і науки України

Сумський державний університет
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

ЧМУЖ ЯРОСЛАВ ВАЛЕНТИНОВИЧ

УДК 621.225.2

ДИСЕРТАЦІЯ
ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НИЗЬКООБЕРТОВИХ
ВИСОКОМОМЕНТНИХ ГІДРОМОТОРІВ СТВОРЕНИХ НА БАЗІ
ЦИЛІНДРІВ

05.05.17 – Гідравлічні машини, гідропневмоагрегати
13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



Я.В. Чмуж

Науковий керівник

Ремарчук Микола Парфенійович
доктор технічних наук, професор

Харків - 2019

АНОТАЦІЯ

Чмуж Я. В. Обґрунтування параметрів низькообертових високомоментних гідромоторів на базі циліндрів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – «Гідравлічні машини, гідропневмоагрегати» (133 – Галузеве машинобудування). Український державний університет залізничного транспорту, МОН України, Харків, 2019.

Сучасні будівельні, колійні та вантажно-розвантажувальні машини (БКВРМ) забезпечують виконання ряду технологічних процесів при відносно низьких лінійних і обертових швидкостях руху робочого обладнання. Для досягнення цього при використанні сучасних електричних або гідравлічних двигунів серійного виробництва в складі механізмів БКВРМ застосовуються редуктори. Крім того, в ряді механізмів БКВРМ, зокрема в механізмах вантажопідйомних машин, застосовують гальмівні пристрої. Тому приводи сучасних механізмів БКВРМ з обертним рухом складні у виготовленні, обслуговуванні і ремонті.

Основним критерієм працездатності механізмів є значення загального їх ККД. Який в свою чергу складається з добутку послідовно з'єднаних складових його елементів. Відомо що при необхідності реалізації незначних обертів вихідного валу застосовують багатоступеневі редуктори при застосуванні високообертових моторів. ККД редукторів в свою чергу залежить від їх передавального відношення, та при його збільшенні значення ККД редуктора стрімко знижується. Таким чином підвищення працездатності механізма можливо досягти при застосуванні його конструкції яка не потребує застосування редуктора.

Сучасні низькообертові високомоментні гідромотори в більшості випадків не можуть реалізувати необхідні режими роботи робочого обладнання. Реалізація таких механізмів при застосуванні високомоментних

низькооберткових гідромоторів серійного виробництва завжди приводять до появи нестійких режимів роботи механізму в цілому. Це обумовлюється наявністю об'ємних втрат робочої рідини в гідромоторах серійного виробництва.

Високомоментні низькообертові гідромотори на базі циліндрів дозволяють відмовитись від застосування редукторів та в деяких випадках від застосування гальміних пристроїв. Саме відмовитись від застосування гальмівних пристроїв можливо досягти шляхом застосування клапанних розполільників системи управління циліндрами у складі мотора.

Відомі конструктивні рішення моторів такого типу не мають достатнього рівня досліджень тому їх реалізація відсутня. До невирішених питань, які перешкоджають реалізації, необхідно віднести відсутність системи управління скоординованим рухом штоків циліндрів при забезпеченні безперервного оберткового руху вихідного вала. Низькооберткові високомоментні гідромотори на базі циліндрів можуть якісно функціонувати лише при забезпеченні штоками циліндрів рівності зусиль та швидкостей при прямому та зворотному їх рухах. Таке досягається при умові дотримання відношення діаметрів штока до циліндра рівним 0,707 та одночасного гідравлічного з'єднання токової та безштокової робочих порожнин циліндра при прямому рухові штока, диференційна схема включення, та тільки штокової при зворотньому його рухові. Застосування диференційної схеми включення циліндрів при прямому їх рухові призводить до неефективного використання їх робочих порожнин.

На основі аналізу наукових джерел, що висвітлюють теорію поршневих насосів у них, зокрема наведено залежності для визначення закономірності переміщення поршнів, зміни їх швидкості та прискорення. При цьому встановлено, що подача робочої рідини від поршневого насоса складається з етапів всмоктування об'єму рідини і витискань її із порожнин кожного циліндра згідно із закономірністю рухів поршня. Це призводить до нерівномірності подачі рідини в напірній магістралі. Разом з тим, процес функціонування насосів, на основі принципу зворотності, збігається з

характером роботи стандартних гідромоторів і на підставі цього теоретичні залежності, що притаманні для насосів можна застосувати для досліджень низькооберткових високомоментних гідромоторів на базі циліндрів.

При розгляді будови як стандартних моторів, так і відомих низькооберткових високомоментних гідромоторів на базі циліндрів, з'ясовано що до їх складу входять елементи, які з'єднані між собою послідовно та паралельно і цим самим створюють змішану схему з'єднання складових мотора. В структуру таких моторів входить основна підсистема (поршень – корпус або циліндри), розподільча підсистема (підведення і злив рідини), дренажна підсистема (для низькооберткового високомоментного гідромотора на базі циліндрів – відсутня), вал мотора та його підшипники, які в цілому створюють відносно складну систему.

На підставі відомих формул, з урахуванням структурно-логічних схем моторів отримано залежності для визначення їхнього загального ККД. Зіставлення результатів визначення загального ККД за отриманою залежністю для серійного гідромотора з його паспортним значенням дозволило виявити достатньо високу збіжність з похибкою не більше 10 %, що свідчить про достовірність отриманої залежності і дає підставу для отримання залежності для визначення загального ККД для низькооберткових високомоментних гідромоторів на базі циліндрів.

Разом з тим, загальний ККД гідромоторів складається з добутку гідромеханічного та об'ємного ККД. Для циліндрів об'ємні втрати робочої рідини практично відсутні і тому ними можна знехтувати. Таким чином загальний ККД низькооберткових високомоментних гідромоторів на базі циліндрів буде рівним гідромеханічному ККД.

Для забезпечення ефективної роботи мотора, тобто забезпечення стабільності оберткового руху кожного із циліндрів НВГ вони потребують рівномірного розподілу гідравлічної енергії для кожного з них при дії змінних навантажень на вал мотора в складі механізмів. Однак в гідросистемі досягти однакового за величиною підведення енергії для систем з кривошипним

механізмом є складним. Тому для розгляду цього явища запропонована гіпотеза, яка сприяє вирішенню цієї задачі і дослідженню цього процесу для забезпечення стабільності розподілу енергії при функціонуванні НВГ на базі циліндрів.

Основними типами з'єднання елементів сучасних гідросистем є трубне, стикове та модульне. Застосування зворотних клапанів, як показують відомі дослідження з трубним з'єднанням, також забезпечує процес скоординованого руху штоків циліндрів. Однак, такому з'єднанню притаманні значні гідромеханічні втрати. Зменшення цих втрат на основі застосування нових підходів до характеру з'єднання гідрозамків у системі низькообертового високомоментного гідромотора на базі циліндрів сприяло б підвищенню загального ККД мотора.

Створено вперше конструкцію низькообертового високомоментного гідромотора на базі парної кількості циліндрів при забезпеченні механічного з'єднання їх штоків і гідравлічного з'єднання їхніх різнойменних робочих порожнин. Така конструкція обумовлює максимальне використання робочих порожнини циліндрів. Разом з тим гідравлічне з'єднання різнойменних порожнин циліндрів розташованих на зустріч один до одного дозволяє застосовувати циліндри з різним значенням відношення штока до циліндра. Зменшення відношення діаметрів штока до поршня дозволяє збільшити робочий об'єм гідромотора при незмінних габаритних розмірах.

Застосування стикового з'єднання між робочими поверхнями дванадцяти зворотних клапанів з гідроуправлінням дозволило створити систему управління циліндрами. Це дозволяє зменшити довжину трубопроводів в гідросистемі мотора з парним включенням циліндрів, що призводить до пропорційного зменшення гідромеханічних втрат рідини.

На основі створеної циклограми роботи циліндрів у складі мотора, розроблено електричну схему для скоординованого руху штоків циліндрів при забезпеченні безперервного обертового руху вала та його реверсування.

Визначення основних параметрів циліндрів та гідромотора на базі трьох пар гідроциліндрів базується на принципі рівності потужності з урахуванням будови мотора згідно структурно-функціональної схеми. При цьому враховуються особливості з'єднання складових елементів мотора в результаті чого згідно із структурною схемою підпадає під визначення загального ККД мотора. На цій основі отримано вперше залежність для визначення загального ККД низькооберткових високомоментних гідромоторів на базі трьох пар циліндрів.

Проведення експериментальних досліджень дозволило підтвердити видвинуту гіпотезу щодо необхідності застосування індивідуальних джерел живлення циліндрів у складі мотора. Такі дослідження показали зниження на 20% рівня енергії яка споживається відносно застосування загального джерела живлення. На цій основі експериментальні дослідження моделі мотора з застосуванням пневмоциліндрів, дозволили виявити ефективність застосування регуляторів тиску для кожного циліндра. В дослідженнях моделі мотора з застосуванням гідроциліндрів встановлено ефективність застосування дросельного пристроя в зливній магістралі. Застосування моделі в складі вантажного механізму дозволили визначити його ККД при мінімальних обертах вала, загальний ККД складає 60%, встановлений характер його зміни, який відображає зниження загального ККД при підвищенні обертів.

Результати визначення техніко-економічних показників вантажного механізму при застосуванні в його складі низькооберткового високомоментного гідромотора на базі циліндрів показали максимальну економію електроенергії, яка складає 3552 кВт/р. На основі чого запропонована методика проектування таких гідромоторів та надані рекомендації щодо їх застосування.

Ключові слова: гідромотор, модель, електроциліндри, пневмоциліндри, гідроциліндри, система живлення, рівномірність тиску, рівномірність обертання.

ABSTRACT

Chmuzh Ya.V. Substantiation of the parameters of low-speed high-torque hydraulic motors based on cylinders. – Manuscript.

The thesis for a Candidate degree in Engineering Sciences in Speciality 05.05.17 – Hydraulic Machines and Hydraulic Pneumatic Units. - Ukrainian State University of Railway Transport, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2019

Modern construction, track and loading and unloading machines (BKVRM) provide execution of a number of technological processes at relatively low linear and rotational speeds of work equipment movement. To achieve this, when using modern electric or hydraulic motors of mass production, gearboxes are used as a part of BKVRM mechanisms. In addition, a number of BKVRM mechanisms, in particular in lifting machinery mechanisms, use braking devices. Therefore, the drives of modern BCVRM mechanisms with rotary motion are difficult to manufacture, maintain and repair.

The main criterion for the efficiency of the mechanisms is the value of their overall efficiency. Which in turn consists of the product of successively connected constituent elements. It is known that, if necessary, the implementation of small rotations of the output shaft, use multi-stage reducers when using high-speed motors. The efficiency of gearboxes, in turn, depends on their gear ratio, and with its increase the value of gearbox efficiency decreases rapidly. Thus, increasing the efficiency of the mechanism can be achieved when applying its design that does not require the use of gearboxes.

Modern low-torque high-torque motors in most cases can not implement the necessary modes of work equipment. The implementation of such mechanisms in the application of high-torque low-speed motors of mass production always lead to the appearance of unstable modes of operation of the mechanism as a whole. This is due to the presence of volumetric losses of the working fluid in the motors of mass production.

High-torque, low-rotation cylinders-based hydraulic motors allow the use of gearboxes and, in some cases, brake applications. It is possible to achieve the refusal of the use of the braking devices by the use of valve distributors of the cylinder control system in the engine.

Known design solutions for motors of this type do not have a sufficient level of research, so their implementation is lacking. Issues that impede implementation must be attributed to the lack of a control system for the coordinated movement of the cylinder rods while ensuring the continuous rotational motion of the output shaft. Low-rotation, high-torque, cylinder-based motors can only function qualitatively if the cylinders of the cylinders are equal in effort and speed with forward and reverse motions. This is achieved provided that the ratio of the rod diameters to the cylinder is equal to 0.707 and the simultaneous hydraulic connection of the current and non-rod working cavities of the cylinder in the direct movement of the rod, differential switching, and only the rod in the reverse movement. The use of a differential circuit for the inclusion of cylinders in their direct motion leads to inefficient use of their working cavities.

Based on the analysis of scientific sources, which cover the theory of piston pumps in them, in particular, dependencies for determining the regularity of movement of the pistons, changes in their speed and acceleration are given. At the same time, it was found that the delivery of the working fluid from the piston pump consists of the stages of suction of the volume of liquid and its extraction from the cavities of each cylinder in accordance with the regularity of the piston motions. This leads to uneven flow of fluid in the discharge line. At the same time, the process of pump operation, on the basis of the inverse principle, coincides with the nature of operation of standard hydraulic motors and on the basis of this theoretical dependencies that are inherent in pumps can be applied for the study of low-rotation high-torque motors on the basis of cylinders.

When considering the design of both standard motors and the well-known low-rotation, high-torque, cylinder-based motors, it is found that they comprise elements that are connected in series and in parallel and thus create a mixed circuit of the

engine components. The structure of such motors includes the main subsystem (piston - housing or cylinders), the distribution subsystem (supply and discharge of fluid), the drainage subsystem (for low-rotation high-torque hydraulic motor based on cylinders - is absent), the motor shaft and its bearings, which in general create the whole system.

On the basis of the known formulas, the structural dependences of the motors were obtained, depending on their overall efficiency. Comparison of the results of determining the overall efficiency of the resulting dependence for the serial motor with its passport value revealed a sufficiently high convergence with an error of not more than 10%, which indicates the reliability of the obtained dependence and gives the basis for obtaining the dependence for the determination of the overall efficiency for low-speed high-torque torches .

At the same time, the total efficiency of hydraulic motors consists of the product of hydromechanical and volumetric efficiency. For cylinders, volumetric fluid loss is practically absent and can therefore be neglected. Thus, the overall efficiency of low-rotation, high-torque, cylinder-based motors will be equal to the hydromechanical efficiency.

To ensure the efficient operation of the motor, that is, to ensure the stability of the rotational motion of each of the NVG cylinders, they require a uniform distribution of hydraulic energy for each of them under the influence of variable loads on the motor shaft as part of the mechanisms. However, in a hydraulic system, achieving the same amount of energy supply for systems with a crank mechanism is difficult. Therefore, to consider this phenomenon, a hypothesis is proposed that contributes to the solution of this problem and the study of this process to ensure the stability of energy distribution during the operation of cylinder-based NVG.

The main types of connection of elements of modern hydraulic systems are pipe, butt and modular. The use of check valves, as shown by well-known pipe connection studies, also ensures the process of coordinated movement of the cylinder rods. However, such a connection has significant hydromechanical losses. Reducing these losses based on the application of new approaches to the nature of the coupling

of locks in a system of low-rotation high-torque cylinder-based motor would help to increase the overall efficiency of the motor.

For the first time, the design of a low-rotation high-torque motor based on an even number of cylinders was created, while ensuring the mechanical connection of their rods and the hydraulic connection of their different working cavities. This design causes maximum use of the working cavity of the cylinders. At the same time, the hydraulic connection of the different cavities of the cylinders located in a meeting to each other allows the use of cylinders with different values of the ratio of the rod to the cylinder. Reducing the diameter of the piston rod to piston allows you to increase the displacement of the motor with the same overall dimensions.

The use of a joint connection between the working surfaces of twelve check valves with hydraulic control made it possible to create a cylinder control system. This allows to reduce the length of pipelines in the hydraulic system of the engine with a pair of cylinders, which leads to a proportional reduction of hydromechanical fluid losses.

Based on the created cycle diagram of the cylinders in the engine, an electrical circuit was developed for the coordinated movement of the rods of the cylinders while ensuring the continuous rotational movement of the shaft and its reversal.

Determination of the basic parameters of cylinders and a hydraulic motor based on three pairs of hydraulic cylinders is based on the principle of power equality, taking into account the structure of the motor according to the structural and functional scheme. This takes into account the peculiarities of the connection of the components of the motor, which in accordance with the block diagram falls within the definition of the overall efficiency of the motor. On this basis, the dependence was obtained for the first time to determine the overall efficiency of low-torque high-torque motors based on three pairs of cylinders.

Carrying out of experimental researches has allowed to confirm the put forward hypothesis concerning necessity of use of individual power sources of cylinders in the structure of the engine. Such studies have shown a 20% reduction in the level of energy consumed relative to the use of a common power source. On this

basis, experimental studies of the model of the engine using pneumatic cylinders have allowed to reveal the effectiveness of the application of pressure regulators for each cylinder. In studies of the model of the engine with the use of hydraulic cylinders the efficiency of the use of the throttle device in the drain line was established. The use of the model in the structure of the cargo mechanism allowed to determine its efficiency at minimum shaft speed, the total efficiency is 60%, the nature of its change, which reflects a decrease in the overall efficiency when the speed is increased.

The results of determining the technical and economic indicators of the load mechanism when used in its composition of low-rotation high-torque motor based on cylinders showed the maximum energy savings, which is 3552 kW / y. On what basis the technique of designing of such motors is offered and recommendations on their application are given.

Keywords: hydraulic motor, model, electric cylinders, pneumatic cylinders, hydraulic cylinders, power supply system, uniformity of pressure, uniform rotation.

Список публікацій здобувача

Статті у наукових фахових виданнях України:

1. Ремарчук М.П. Гідромотор-колесо механізму переміщення трактора, створений на базі силових гідроциліндрів / М.П. Ремарчук, С.І. Овсянніков, А.П. Холодов, Я.В. Чмуж, Т.Т. Байрамашвілі // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 94. – С. 353-357.
2. Ремарчук М.П. Енергозбереження в гідросистемі бульдозера / М.П. Ремарчук, А.П. Холодов, Я.В. Чмуж, Т.Т. Байрамашвілі // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 94. – С. 385-392.
3. Ремарчук М.П. Створення гідромоторів на основі використання стандартних силових гідроциліндрів / М.П. Ремарчук, А.П. Холодов, Я.В. Чмуж,

Т.Т. Байрамашвілі // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА, 2010. – Вип. 57. – С. 430-434.

4. Ремарчук М. П. Надійність силових передач механізмів переміщення самохідних машин в залежності від величини ККД / М.П. Ремарчук, А.П. Холодов, Я.В. Чмуж, Т.Т. Байрамашвілі // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 100. – С. 191-196.

5. Ремарчук М.П. Удосконалення схеми підключення силових гідроциліндрів в складі високомоментних гідромоторів / М.П. Ремарчук, Я.В. Чмуж, С.І. Овсянніков // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА, 2010. – Вип. 58. – С. 147-151.

6. Ремарчук М.П. Підвищення показників функціонування високомоментного гідромотора для приводу механізмів машин / М.П. Ремарчук, Я.В. Чмуж, С.І. Овсянніков, Ю.В. Рижков // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2011. – Вип. 111. – С. 17-23.

7. Ремарчук М.П. Енергозбереження в гідравлічних приводах мобільних і стаціонарних технічних систем / М.П. Ремарчук, С.І. Овсянніков, Я.В. Чмуж, С.В. Воронін // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2013. – Вип. 136. – С. 97-106.

8. Ремарчук М.П. Методологія проектування гідравлічного приводу на основі застосування системного аналізу / М.П. Ремарчук, А.О. Задорожній, Я.В. Чмуж // «Східно-європейський журнал передових технологій» 2017р. № 2/7(86). – С. 42-50 (SCOPUS).

Публікації апробаційного характеру:

9. Ремарчук М.П. Створення високомоментного гідромотора на базі силових гідроциліндрів / М.П. Ремарчук, С.В. Воронін, С.І. Овсянніков, Я.В. Чмуж // X міжвузівська науково-практична конференція «Можливості використання методів механіки для розв'язання питань безпеки в умовах

надзвичайних ситуацій» (м. Харків, 9 грудня, 2011 р.). – Харків: НУЦЗУ, 2011. – С. 32-33.

10. Ремарчук М.П. Визначення загального коефіцієнта корисної дії технічних систем / М.П. Ремарчук, С.В. Воронін, С.І. Овсянніков, Я.В. Чмуж // XI міжвузівська науково-практична конференція «Можливості використання методів механіки для розв'язання питань безпеки в умовах надзвичайних ситуацій» (м. Харків, 7 грудня, 2012 р.). – Харків: НУЦЗУ, 2012. – С. 44-46.

11. Чмуж Я.В. Дослідження роботи тихохідного мотору на базі електроциліндрів для механізмів оборонної техніки / Я.В. Чмуж // Міжвузівська конференція «Національна академія Національної гвардії України» (м. Харків, 30 квітня, 2015 р.). – Харків: НАНГУ, 2015. – С. 9-10.

12. Ремарчук М.П. Розробка системи управління гідравлічним мотором на основі результатів дослідження роботи мотора на базі електроциліндрів / М.П. Ремарчук, Я.В. Чмуж // XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка та пневматика» Матеріали конференції. м. Суми, 14-16 жовтня, 2015 р. – Суми, СДУ, 2015 р. – С. 73-74.

13. Чмуж Я.В. Удосконалення поршневих насосів для подачі забруднених і агресивних рідин / Я.В. Чмуж, М.П. Ремарчук, Р.А. Бережний // Міжнародна науково-практична конференція «Прикладні аспекти техногенно-екологічної безпеки» (м. Харків, 4 грудня 2015 р.). – Харків: НУЦЗУ, 2015. – С. 19-21.

14. Ремарчук М.П. Моделювання працездатності гідромотора на базі трьох електроциліндрів. / М.П. Ремарчук, С.В. Воронін, Я.В. Чмуж // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування : II міжнародна науково-технічна конференція 15-16 листопада 2016 р. : збірник тез доповідей. – Вінниця : Т. П. Барановська, 2016. – С. 24.

15. Ремарчук М.П. Проектування гідроприводу в складі різних за призначенням машин / М.П. Ремарчук, Я.В. Чмуж, А.О. Задорожній // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Вінниця 3-6 жовтня, 2017 р.). – Вінниця, 2017. – С. 117.

16. Ремарчук М.П. Вплив вібрації на працездатність машин з поступальним і обертовим рухом їх механізмів / М.П. Ремарчук, А.О. Задорожній, Я.В. Чмуж // XVI Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях» Вінницький національний технічний університет (м. Вінниця 26-27 жовтня 2017 р.) – Вінниця, 2017.– С. 86-87.

17. Чмуж Я.В. Моделювання та оптимізація параметрів високомоментного мотора для механізмів військової техніки / Я.В. Чмуж // Науково-практична конференція «Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів» Національна академія Національної гвардії України (м. Харків, 26 жовтня, 2017 р.). – м. Харків, 2017р. – С. 146-148.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД НИЗЬКООБЕРТОВИХ ВИСОКОМОМЕНТНИХ ГІДРОМОТОРІВ В СКЛАДІ ЗАЛІЗНИЧНИХ МАШИН	9
1.1 Огляд механізмів будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин	9
1.2. Сучасні низькообертові високомоментні гідромотори	14
1.3. Конструкції низькообертових високомоментних гідромоторів на базі циліндрів	21
1.4. Кінематичні залежності руху поршня та закон зміни подачі поршневих насосів	33
1.5. Гідророзподільники рідини	38
1.6. Визначення ККД складних механізмів	39
Висновки	41
2. ВИБІР МЕТОДІВ І НАПРЯМКІВ ДОСЛІДЖЕННЯ	42
2.1 Теорія поршневих насосів	42
2.2 Визначення ККД низькообертових високомоментних гідромоторів на базі циліндрів	50
2.3 Методи визначення параметрів низькообертових високомоментних гідромоторів на базі циліндрів	53
2.4 Параметри живлення циліндрів у складі мотора	53
2.5 Визначення втрат в гідравлічній системі гідромотора	56
2.6 Методологія проведення експериментальних досліджень	57
2.7 Техніко-економічні характеристики вантажопідйомного механізма	60
Висновки	61
3. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НИЗЬКООБЕРТОВИХ ВИСОКОМОМЕНТНИХ ГІДРОМОТОРІВ НА БАЗІ ЦИЛІНДРІВ	62
3.1. Низькообертотий високомоментний гідромотор з застосуванням парної кількості циліндрів	62
3.2. Визначення ККД низькообертових високомоментних гідромоторів на базі циліндрів	66
3.3. Кінематичні залежності переміщення поршнів гідромотора	69
Висновки	75
4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОМОТОРА НА БАЗІ	76

ГІДРОЦИЛІНДРІВ	
4.1 Основні положення	76
4.2. Експериментальні дослідження моделі мотора з застосуванням електроциліндрів	76
4.3 Експериментальні дослідження мотора з застосуванням пневмоциліндрів	91
4.4 Експериментальні дослідження моделі мотора з застосуванням гідроциліндрів	99
Висновки	108
5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВІД ВПРОВАДЖЕННЯ МОТОРА У СКЛАДІ ВАНТАЖНОГО ОБЛАДНАННЯ	109
5.1 Основні положення	109
5.2 Визначення загального ККД стандартного вантажного обладнання	110
5.3 Визначення загального ККД модернізованого вантажного механізму з застосуванням гідромотору на базі гідроциліндрів	112
5.4 Визначення економії електроенергії від модернізації вантажного механізма	117
5.5 Визначення економії електроенергії при роботі модернізованого вантажного механізма продовж року	117
5.6 Методологія проектування низькооберткових високомоментних гідромоторів на базі циліндрів	119
5.7 Визначення металоємності модернізованого вантажного механізма	122
5.8 Визначення економії грошових витрат та терміну окупності механізма при застосуванні низькооберткового високомоментного гідромотора на базі циліндрів	123
Висновки	127
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	128
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	131
ДОДАТОК А Результати дослідження моделі мотора на базі електроциліндрів	147
ДОДАТОК Б Результати досліджень моделі на базі пневмоциліндрів	155
ДОДАТОК В Результати досліджень моделі на базі гідроциліндрів	160
ДОДАТОК Д Акти впровадження	164
ДОДАТОК Е Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів	166

ВСТУП

Актуальність теми. Сучасні будівельні, колійні та вантажно-розвантажувальні машини (БКВРМ) забезпечують виконання ряду технологічних процесів при відносно низьких лінійних і обертових швидкостях руху робочого обладнання. Для досягнення цього при використанні сучасних електричних або гідравлічних двигунів серійного виробництва в складі механізмів БКВРМ застосовуються редуктори. Крім того, в ряді механізмів БКВРМ, зокрема в механізмах вантажопідйомних машин, застосовують гальмівні пристрої. Тому приводи сучасних механізмів БКВРМ з обертним рухом складні у виготовленні, обслуговуванні і ремонті.

Підвищення працездатності механізмів БКВРМ можливо досягти шляхом удосконалення їхніх окремих складових. Це може призвести лише до незначного зростання показників ефективності роботи таких механізмів. Так, застосування стандартних низькообертових високомоментних гідромоторів (НВГ) не дозволяє відмовитись від редукторів. Разом з тим, застосування стандартних НВГ у діапазоні частоти обертання вала 0-10 об/хв., завжди призводить до появи нестійких режимів функціонування механізмів БКВРМ через наявність внутрішніх і зовнішніх втрат рідини в рухомих з'єднаннях гідромотора.

Дослідження, спрямоване на зниження внутрішніх втрат у гідромоторі, зменшення складових в структурі механізмів БКВРМ, побудоване на виявленні зв'язку між величиною корисної потужності, загальним ККД гідромотора та основними параметрами циліндрів, складає важливе науково-технічне завдання. Враховуючи дефіцит і високу вартість енергоресурсів, необхідних для функціонування БКВРМ, питання зменшення неефективних втрат в гідравлічному приводі при застосуванні НВГ стає важливою прикладною задачею. З огляду на це, поставлена науково-технічна задача є актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота є складовою частиною науково-дослідних робіт кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин

Українського державного університету залізничного транспорту, спрямованих на вдосконалення та модернізацію гідрофікованих механізмів. Роботу виконано в рамках держбюджетної науково-дослідної роботи № 0119U103361 – «Розробка лабораторного зразка низькообертового високомоментного гідромотора на базі силових циліндрів та дослідження його параметрів», де здобувач брав участь як виконавець.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є розробка методології проектування НВГ з визначенням основних параметрів циліндрів при механічному з'єднанні їхніх штоків і гідравлічному з'єднанні їхніх різнойменних робочих порожнин та створення системи скоординованого руху штоків циліндрів для отримання прямого та зворотного обертового руху вала мотора при застосуванні засобів зменшення гідромеханічних втрат енергії.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- провести аналітичний огляд сучасних конструкцій та систем управління низькообертових гідромоторів на базі гідроциліндрів і на цій основі запропонувати напрям та загальну методологію дисертаційного дослідження;
- отримати залежність для визначення загального ККД НВГ на базі циліндрів з механічним парним з'єднанням їхніх штоків і гідравлічним з'єднанням їхніх різнойменних порожнин і на цій основі визначити основні його параметри;
- розробити засоби для зменшення гідромеханічних втрат у НВГ на базі циліндрів з застосуванням зворотних клапанів з гідроуправлінням;
- розробити електросистему для забезпечення скоординованого руху штоків циліндрів з отриманням можливостей для обертового прямого та зворотного руху вала мотора;
- обґрунтувати експериментально на основі гіпотези про доцільність застосування загального джерела енергії відносно індивідуальних джерел для живлення циліндрів у складі мотора на базі електро-, пневмо- та гідроциліндрів;
- розробити практичні рекомендації щодо застосування НВГ на базі гідроциліндрів для БКВРМ на прикладі вантажопідйомного механізму.

Об'єкт досліджень. Зміна вхідних і вихідних параметрів низькообертового гідромотора на базі циліндрів при парному їх включенні та застосування системи управління безперервним обертотворим рухом вихідного вала.

Предмет досліджень. Закономірності зміни руху штоків та внутрішні втрати рідини, які впливають на визначення основних параметрів НВГ на базі циліндрів.

Методи дослідження. В основу досліджень роботи низькообертотворих гідромоторів на базі гідроциліндрів покладене математичне та фізичне моделювання. Для визначення основних параметрів гідромотора застосований системний підхід. При виконанні експериментальних досліджень застосовані цифрові методи реєстрації та обробки результатів.

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше встановлено залежність для визначення загального ККД НВГ на базі циліндрів при парній їх кількості у складі мотора;
- вперше встановлено залежність для визначення основних параметрів циліндрів на основі знання загального ККД мотора та корисної потужності на валу НВГ, за умови з'єднання різнойменних порожнин при парній кількості циліндрів;
- вперше теоретично встановлено закономірність зміни тиску рідини в напірній магістралі та частоти обертання вихідного вала НВГ на базі циліндрів.

Практичне значення отриманих результатів. Запропоновано гідравлічну схему включення робочих порожнин гідроциліндрів низькообертотворих гідромоторів на базі трьох пар циліндрів. Застосовано стикове з'єднання зворотних клапанів з гідроправлінням, за допомогою яких вперше створено клапанний двохпозиційний чотирьохлінійний гідророзподільник з електрогідророзподільником. Розроблено систему управління скоординованим рухом штоків циліндрів у складі гідромотора. Запропоновано методику проектування низькообертотворих гідромоторів на базі застосування парної (3...7) кількості циліндрів, з урахуванням відношення діаметрів штока і циліндра та

корисної потужності на валу НВГ. Приріст економічного ефекту від впровадження низькообертового гідромотора на базі гідроциліндрів у крані вантажопідйомністю 3,2 т. складає 9057,60 грн на рік порівняно з використанням стандартного привода. Результати дисертаційного дослідження впроваджено на філії «ЦТС «Ліски» АТ «Укрзалізниця», та в навчальний процес кафедри БКВРМ УкрДУЗТ при викладанні дисциплін «Гідравлічний привод машин», «Колійні машини», «Підйомно-транспортні та вантажно-розвантажувальні машини» спеціальності 133 – Галузеве машинобудування.

Особистий внесок здобувача. Основні результати наукових досліджень викладено в 17 публікаціях. Серед них 2 роботи без співавторів. Особисто автором розроблені і сформульовані всі основні положення дисертаційної роботи, обґрунтовано гіпотезу про доцільність застосування індивідуальних джерел живлення до кожного циліндра у складі НВГ, методи, моделі, які спрямовані на підвищення ефективності та якості роботи високомоментного низькообертового гідромотора.

У роботі [1] розглянуто конструкцію механічної передачі механізму переміщення та можливість її заміни на гідравлічну з застосуванням НВГ на базі циліндрів. У роботі [2] розглянуто можливості включення силових гідроциліндрів у складі гідросистеми. Роботи [3, 9] присвячено визначенню основних параметрів гідроциліндрів у складі НВГ для механізмів переміщення, на основі знання корисної потужності механізму та кількості привідних коліс. У роботах [4, 10] запропоновано залежності визначення ККД механізму переміщення з механічною та гідравлічною передачами. В роботах [5, 13] запропонована парна кількість гідроциліндрів у складі гідромотора або насоса зі з'єднанням штоків на одному кривошипі циліндрів розташованих назустріч один до одного. Запропонована залежність для визначення параметрів циліндрів від відомої потужності. В роботі [6] теоретично обґрунтовано підвищення величини крутного моменту за рахунок удосконалення гідравлічної схеми включення робочих порожнин гідроциліндрів. У роботі [7] – розглянуто можливість застосування конструкції насос-мотор на базі силових циліндрів,

однакових за параметрами для привода робочого обладнання різних за призначенням машин з застосуванням рекуперації енергії. В роботах [8, 15, 16] запропоновано методологію проектування НВГ на базі циліндрів. Роботи [11, 12, 14, 17] присвячені створенню системи управління циліндрами, моделювання та дослідження функціонування моделі мотора на базі електроциліндрів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи отримали позитивну оцінку на 7-ми конференціях: – X міжвузівська науково-практична конференція «Можливості використання методів механіки для розв’язання питань безпеки в умовах надзвичайних ситуацій» (м. Харків, 9 грудня, 2011 р.); – XI міжвузівська науково-практична конференція «Можливості використання методів механіки для розв’язання питань безпеки в умовах надзвичайних ситуацій» (м. Харків, 7 грудня, 2012 р.); – Міжнародна науково-технічна конференція «Нові технології, обладнання, матеріали в будівництві і на транспорті» (м. Харків, 26-28 листопада, 2014 р.); – Міжвузівська конференція «Національна академія Національної гвардії України» (м. Харків, 30 квітня, 2015 р.); – XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПП «Промислова гідравліка та пневматика». (м. Суми, 14-16 жовтня, 2015 р.); – Міжнародна науково-практична конференція «Прикладні аспекти техногенно-екологічної безпеки» (м. Харків, 4 грудня 2015 р.); – Міжнародна науково-технічна конференція «Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті» (м. Харків, 26-28 квітня, 2016 р.).

Публікації. За результатами дисертаційної роботи здобувачем опубліковано 17 наукових праць, з яких: 7 статей у фахових виданнях, що входять до Переліку МОН України, 1 робота, яка входить до науко-метричної бази SCOPUS, та 9 тез доповідей на наукових конференціях.

Структура й обсяг роботи. Дисертація складається з вступу, п’яти розділів, висновків, додатків та списку використаних джерел. Загальний обсяг дисертації становить – 169 сторінки, у тому числі – 124 сторінок основного тексту, 73 рисунків, 15 таблиць, 5 додатків на 20 сторінках та бібліографію зі 150 джерел на 15 сторінках.

1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД НИЗЬКООБЕРТОВИХ ВИСОКОМОМЕНТНИХ ГІДРОМОТОРІВ В СКЛАДІ ЗАЛІЗНИЧНИХ МАШИН

1.1 Огляд механізмів будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин

Сучасні будівельні, колійні та вантажно-розвантажувальні машини (БКВРМ) забезпечують виконання ряду технологічних процесів при відносно низьких лінійних і обертових швидкостях руху робочого обладнання. Особливої уваги потребують механізми з обертотним рухом робочого обладнання. Це пов'язане зі складністю реалізації стандартними двигунами низької частоти обертання. Аналіз конструкцій виявив основні механізми БКВРМ з низькою частотою обертання робочого обладнання, а саме підйому вантажу крану, механізм повороту платформи та привод роторного екскаватора [1,2,3,4,5,6,7].

Конструкції механізмів підйому вантажу кранів рис.1.1, рис. 1.2 показують основні складові, а саме гідромотор, редуктор, барабан та гальмівний пристрій.

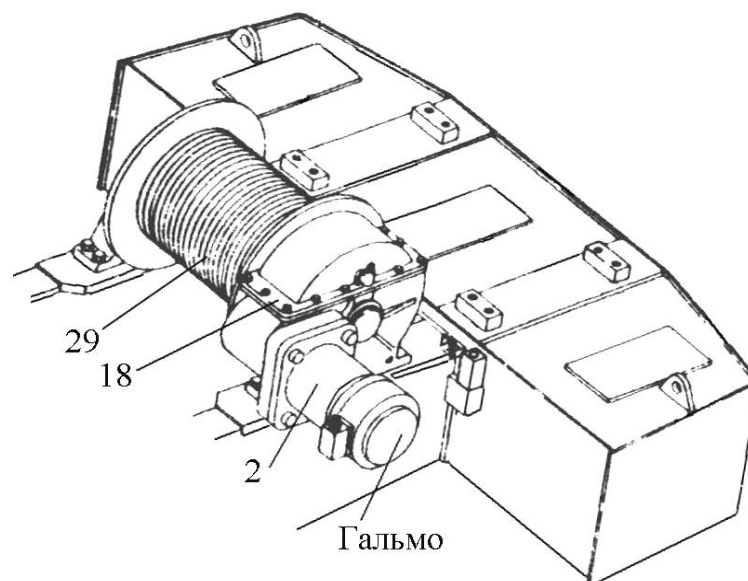


Рисунок 1.1 – Механізм підйому вантажу крана

Технологічний процес підйому вантажу кранів розділяється на підйом з максимальною швидкістю та посадка вантажу [8]. Саме процес посадки вантажу завжди призводить до нестійкого режиму роботи механізму.

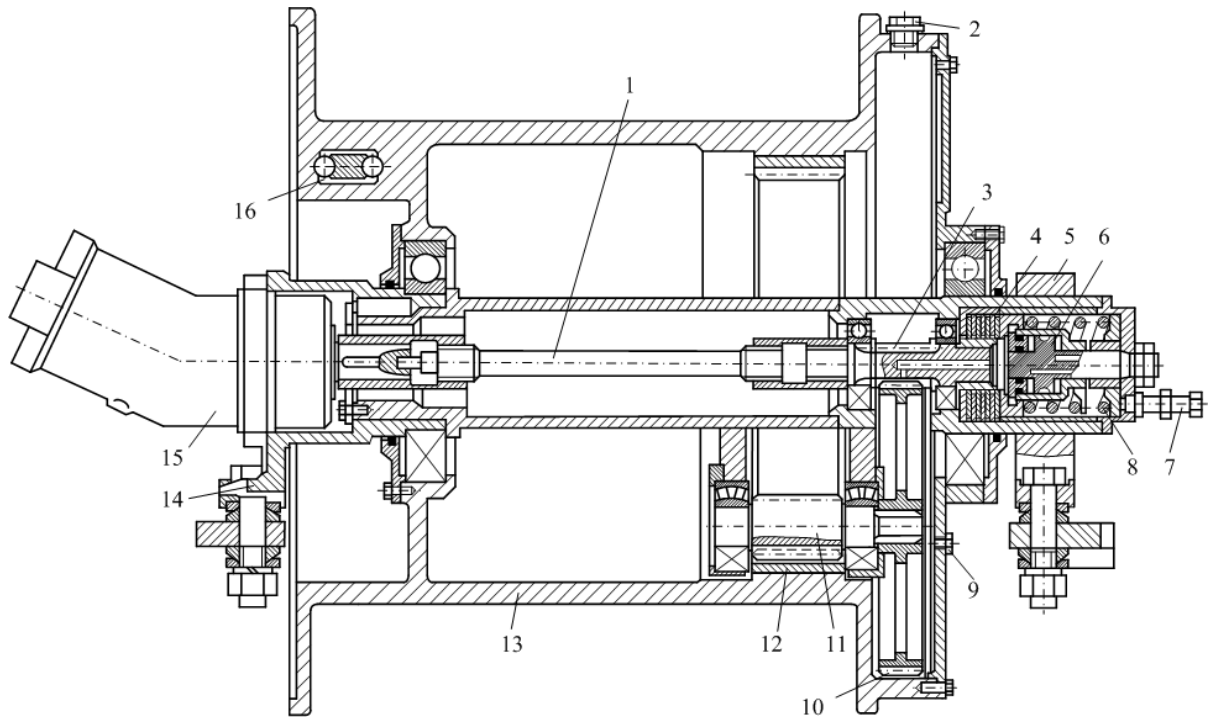


Рисунок 1.2 – Конструкція вантажопідйомної лебідки крана

Особливої уваги потребує механізм повороту платформи, технологічний процес якого характеризується незначною частотою обертання. Конструкція привода механізму повороту платформи рис. 3 також показує наявність гальмівного пристрою, редуктора та гідромотора.

Аналітичний аналіз автомобільних кранів вітчизняного виробництва, а саме Дрогобичського заводу автомобільних кранів [9], показує характеристики механізмів які розглядаються в залежності від їх вантажопідйомності. Результати аналізу приведені в табл. 1.1 виявили діапазон частоти обертання вантажного барабану, який складає 1,2-105 об/хв. при значних потужностях підйому вантажу. Максимальна частота обертання платформи складає величину на рівні 1-1,2 об/хв.

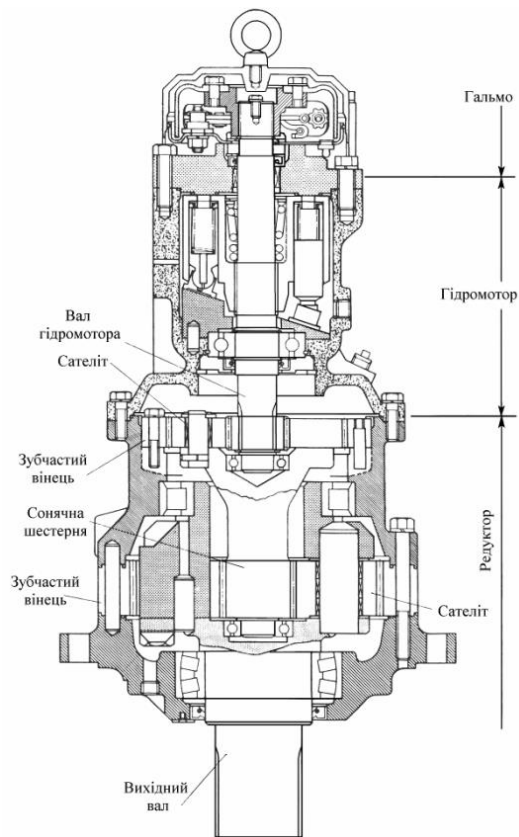


Рисунок 1.3 – Механізм повороту платформи.

Таблиця 1.1 – Основні характеристики кранів

Модель крана	КТА-18	КТА-18Е	КТА-25	КТА-25Е	КТА-32	КТА-50	КТА-90
Вантажопідйомність, т.	18	12	25	25	32	50	90
Максимальна швидкість підйому вантажу, м/хв.	14	14	12	12	12	12	9
Швидкість посадки вантажу, м/хв.	0,3	0,3	0,4	0,4	0,3	0,2	0,15
Частота обертання платформи, об/хв.	<u>1,2</u>	<u>1,2</u>	<u>1</u>	<u>1</u>	<u>1</u>	<u>1,2</u>	<u>1,2</u>
Кратність поліспасти, і	3	3	6	6	6	8	8
Діаметр барабана, мм	240	240	320	270	290	290	320
Потужність підйому вантажу, кВт	<u>41,2</u>	<u>27,5</u>	<u>49,1</u>	<u>49,1</u>	<u>62,8</u>	<u>98,1</u>	<u>132,5</u>
Частота обертання барабану при посадці вантажу, об/хв.	<u>1,2</u>	<u>1,2</u>	<u>2,4</u>	<u>2,4</u>	<u>2,4</u>	<u>1,8</u>	<u>1,2</u>
Максимальна частота обертання барабана, об/хв.	56	56	72	85	79	105	71

Механізм роторного екскаватора машин для обслуговування залізничної колії потребує обертового руху робочого обладнання з низькою частотою [10, 11]. Конструкція механізму зображена рис. 1.4 складається з ротора 6 на якому закріплені ковші 1. Процес роботи такого механізму полягає в неперервному копанні ґрунта ковшами, розвантаження яких відбувається під дією гравітаційних сил. Частота обертання ротора обмежується виникненням інерційних сил, які перешкоджають розвантаженню ґрунта з ковшів. Для привода ротора застосовується гідравлічний привод, який дозволяє реалізувати необхідну частоту обертання, та її регулювання. Конструкція привода складається з аксіально-поршневого гідромотора 11 та редуктора 12 .

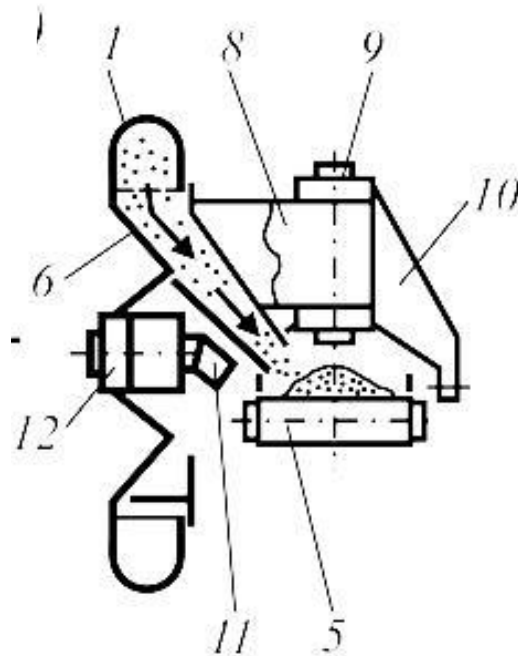


Рисунок 1.4 – Роторний екскаватор.

Характеристики механізму роторного екскаватора з діаметром ротора 3,64 м обумовлюють його окружну швидкість в діапазоні 0-2,17 м/с., що відповідає діапазону частоти обертання 0-12 об/хв. при потужності 55кВт.

Результати аналітичного аналізу характеристик розглянутих механізмів БКВРМ з низьким обертовим рухом робочого обладнання показано в таб. 1.2.

Таблиця 1.2 – Параметри механізмів БКВРМ з обертовим рухом

Механізм	Частото обертання робочого обладнання, об/хв	Потужність, кВт	Наявність гальмівного пристрою
Підйом вантажу	0-70	5-250	присутній
Роторний екскаватор	0-15	10-170	відсутній
Поворот платформи	0-1	5-120	присутній

Враховуючи конструктивні особливості механізмів, а саме застосування редукторів потребує їх аналізу.

Сучасні редуктори [12 - 22] розподіляються за наступними основними типами:

- циліндричні;
- конічно-циліндричні;
- планетарні;
- черв'ячні;
- хвильові, та інші.

Незалежно від їх типу, головна задача при застосуванні редукторів є зниження частоти обертання вихідного валу. Головний параметр редукторів, який характеризує редуктор, передаточне число i . Відомо що кожен тип редуктора обмежений передаточним числом, при збільшенні якого ускладнюється конструкція та знижується ефективність їх функціонування, ККД. Результати досліджень [23] зміни ККД редукторів від передаточного числа наведено на рис. 1.5.

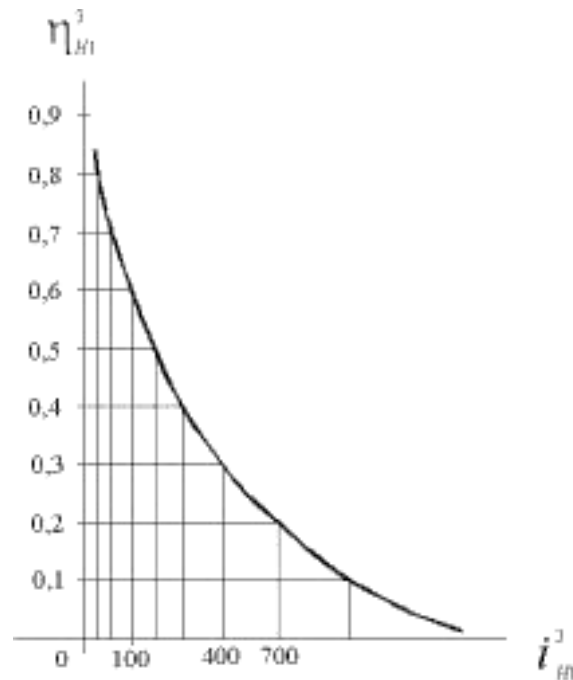


Рисунок 1.5 – Залежність зміни ККД редуктора від передаточного числа.

Отже застосування редукторів призводить до зниження загального ККД механізмів.

1.2 Сучасні низькообертові високомоментні гідромотори

Значна кількість сучасних механізмів з обертовим рухом робочого обладнання гідрофікованих машин потребує застосування гідромоторів. Для дотримання вимог технологічного процесу, застосовуються високо – та середньо оборотні гідромотори разом з редукторами, в окремих випадках НВГ. Світова, та вітчизняна тенденція розвитку гідрофікованих машин призводить до широкого застосування НВГ. Це потребує освоєння нових конструкцій гідромоторів.

Значний внесок в розробку та дослідження об'ємного гідроприводу в тому числі НВГ, зроблено відомими вченими, а саме Баштой Т. М., Прокоф'євим В. М., Поповим Д. М., Бірюковим Б. Н., Докуніним А. В., Єкрасовим Ф. М. та інші.

В роботах [24 - 37] приведені дослідження поршневих гідромоторів, а планетарних гідромоторів приведені в роботах [38-55].

Застосування гідромоторів для механізмів БКВРМ мають суттєві переваги в порівнянні з електромоторами, а саме в менших габаритних розмірах та вагових характеристиках при однаковій потужності. Діапазон регулювання частоти обертання вала може змінюватись від 2500 об/хв до 30-40 об/хв а при застосуванні гідромоторів спеціального виготовлення 1 - 4об/хв. Однак гідромотори мають деякі недоліки:

- втрати робочої рідини в зазорах, особливо при високих значеннях тиску рідини, що призводить до високої точності виготовлення їх складових;
- вагрів рідини, який призводить до зменшення її в'язкості та як наслідок збільшення її втрат. В більшості випадків необхідне застосування спеціальних охолоджувальних пристроїв;
- необхідність дотримання чистоти рідини в процесі експлуатації, оскільки наявність значної кількості абразивних частинок призводить до швидкого зносу елементів гідравлічного обладнання, та зниженню об'ємного ККД;
- необхідність захисту від попадання в гідравлічну систему повітря, яке призводить до нестійкого режиму роботи, великим гідравлічним втратам та нагріву робочої рідини.

Незважаючи на приведені недоліки гідропривід набув широкого застосування в механізмах машин.

Високомоментні гідромотори умовно називають тихохідними гідромоторами, призначені в основному для використання в гідропроводах без проміжної ланки (редуктора) з цілю зменшення маси, габаритів, а також покращення динамічних характеристик об'ємного гідропровода, Як правило, високомоментні гідромотори внаслідок їх тихохідності мають великий робочий об'єм q . Високомоментні гідромотори мають малі значення маси на одиницю передавального момента. На будівельних машинах найшли широке

застосування з кривошипним механізмом та багатократної дії. Радіальні роторно-поршневі гідромотори багатократної дії мають невеликі габаритні розміри і масу, довговічність роботи їх складає 20-40 тис. годин. Робоча рідина потрапляє під поршні через вікна втулки цапфенного розподільника. Зусилля P , утворюється від тиску рідини на поршень за допомогою шатунів і роликів, накладених на вісь, передається на профільовані ділянки статора. При нерухомому блоці циліндрів тангенціальне зусилля створює момент і повертає ротор і привідний вал якщо статор або корпус виконаним в ньому профільованими ділянками нерухомі. Робоча рідина із циліндрів через вікна розподільник витісняється поршнями у зливну гідролінію. Відміною особливістю конструкції гідромоторів багатократної дії є наявність цапфенного розподільника, який із-за відсутності неврівноважених сил є "плавучим", чим забезпечуються довговічність його роботи. Відносно високий момент (85-90% момента при роботі) досягається за рахунок того, що деталі, які беруть участь в перетворенні зворотньо-поступального вала, встановлюється на підшипниках, а в місце контакту навантажених пов'язаних деталей підводиться робоча рідина під високим тиском.

В наш час в машинобудівництві інших сферах промисловості отримуються все більше розповсюдження радіально-поршневі високомоментні гідромотори з цапфенном розподілювачем. Такі розподілювачі виконуються зазвичай "плаваючим" рухомим відносно статора. В зв'язку з цим розподільник піддається значно малому зношені і задовільно працює при тиску до 200 кг/см^2 . Однак, не дивлячись на переваги застосування розподільника цапфенного типу, не існує методик їх розрахунку, в зв'язку з чим в ряді випадків вони мають підвищений опір проходу рідини або їх об'ємні втрати знижують технічні показники гідромотора. Необхідно зазначити, що 60-80% об'ємних втрат гідромотора і основні гідравлічні втрати відбуваються в розподіленні. Таким чином, від правильного вибору параметрів вузла розподілення в багато чому залежить економічність, надійність роботи, глибина регулювання, довговічність гідромотора.

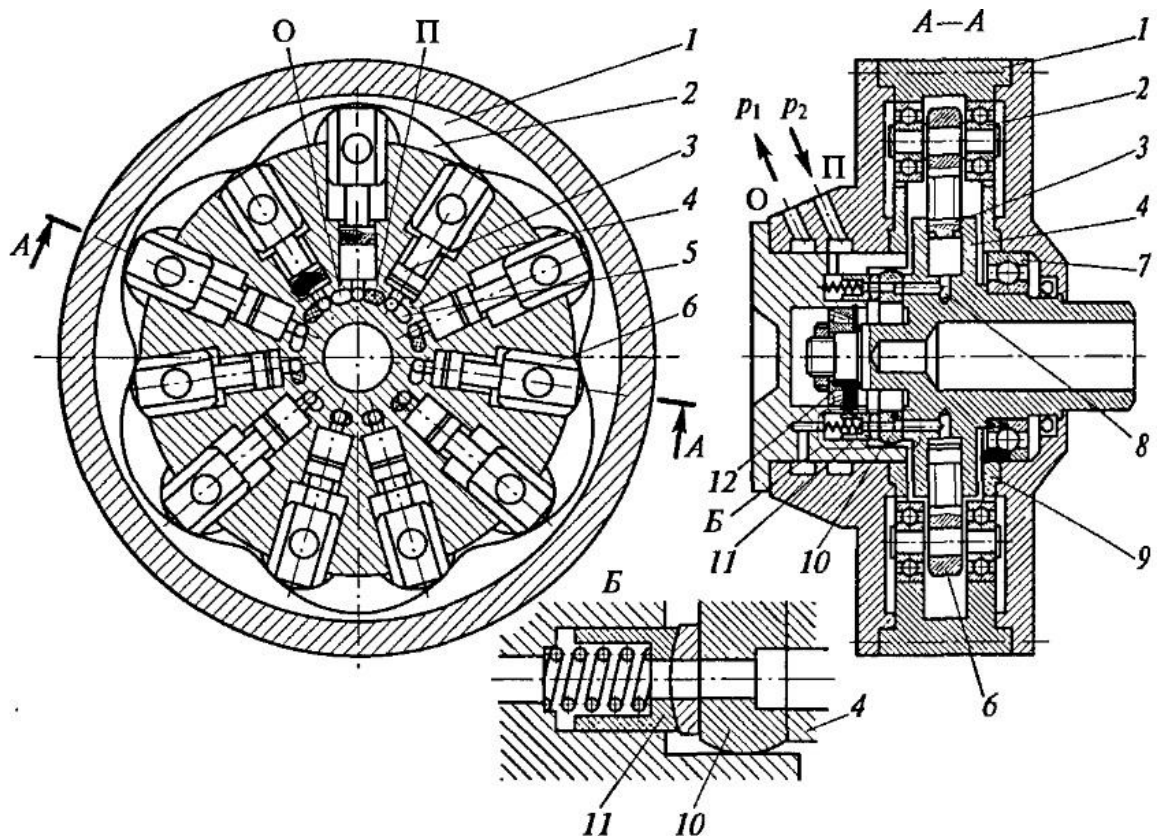


Рисунок 1.6 – Радіально-поршневий гідромотор багатократної дії (високомоментний гідромотор).

1 - статор, 2 - опір роликів, 3 - поршень, 4 - блок циліндрів, 5 - дугове вікно, 6 - повзун, 7,12 - підшипники, 8 - канал, 9 - контрнаправляючий кулачок, 10 - торцевий розподільник, 11 - стакан. О - камера відводу, П - камера привода.

Серед НВГ розповсюдження здобув радіально-поршневий гідромотор з зіркоподібним розташуванням поршнів, наведений на рис. 1.7, ексцентриковим приводом із золотниковим розподільвачем, виконаним окремим вузлом на приводному валі. Така конструкція розраховується на роботу в діапазоні чисел обертань 50-200 в хвилину.

До переваг описаної конструкції можна віднести можливість реалізації високого крутного момента до 32000 Нм при тиску рідини Р до 35 МПа. Разом з тим частота обертання таких гідромоторів не перебільшує 2000 об/хв.

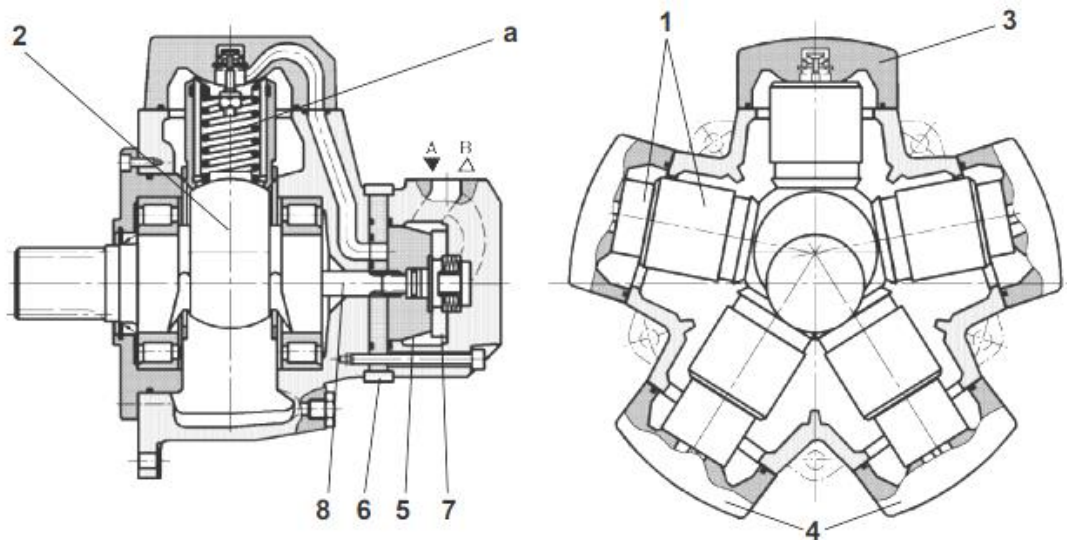


Рисунок 1.7 – Радіально-поршневий гідромотор однократної дії.

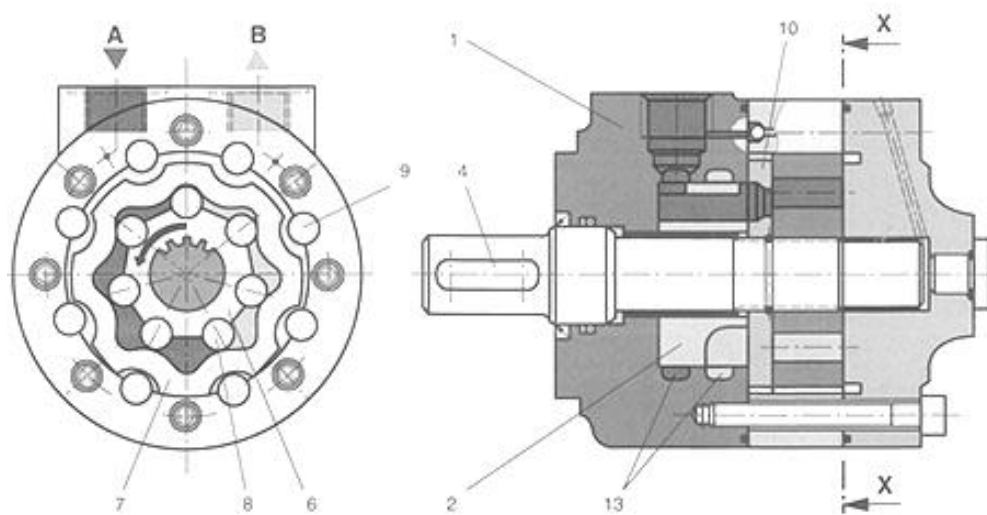


Рисунок 1.8 – Гідромотор планетарного типу

Гідромашини з обертним рухом витискувачів отримали назву – планетарні.

В основу конструкції НВГ такої конструкції покладена робота зубчатої пари з внутрішнім гіпоциклоїдальним зчепленням [39, 56 - 62]. Враховуючи конструктивні особливості моторів приведенного типу відносяться, або однотипні шестеренним гідромоторам рис. 1.8.

Слід також звернути увагу, гідромотори шестеренного типу не потребують дренажа. Об'ємні втрати в таких гідромашинах визначаються різницею теоретичної і фактичної частоти обертання.

Широкого застосування НВГ планетарного типу набули всі варіанти виконання. Але виготовлення таких гідромоторів складне та пов'язане з технологічними особливостями виготовлення основних елементів, а саме зубчатої пари та елементів розподільного вузла.

На ряду з НВГ також широко застосовуються мотори аксіально-поршневого типу рис. 1.9.

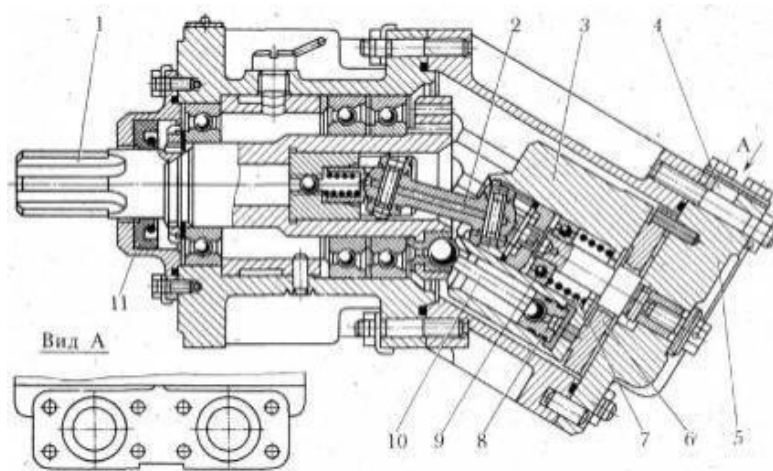


Рисунок 1.9 – Аксіально-поршковий гідромотор

Аксіально-поршневі гідромотори у яких осі поршнів паралельні осі обертання ротора або утворюють з нею кут менший 45° . Аксіально-поршневі гідромашини бувають із похилим диском і з похилим блоком циліндрів, бескарданні і з карданною передачею, з обертовим і нерухливим блоком циліндрів.

У гідромашині з похилим диском і гідростатичними опорами приводний вал установлений на підшипниках у корпусі. Похилий диск вмонтований у корпусі на осі і розташований під кутом до вертикальної осі. На похилий диск опираються черевиками поршнів зі сферичними головками. Поршні

переміщуються аксіально (паралельно осі приводного валу) у блоці циліндрів, установленому на підшипнику в корпусі й з'єднаному із приводним валом опорою з ковзною шпонкою. Попередній піджим поршнів до похилого диска здійснюється пружиною, що через кульову опору й притискне кільце впливає на торцеві поверхні черевиків, шарнірно пов'язаних з поршнями. З іншого боку, пружина здійснює попередній піджим блоку циліндрів до розподільного диска вузла торцевого розподілу рідини.

Таблиця 1.3 – Технічні характеристики гідромоторів.

Параметри, Размерность	Гидромоторы:				
	Аксиальнопоршневые	Радиальнопоршневые		Героторные	Шестеренные
		О.Д.	М.Д		
Рабочий объем, см ³	32-1000	11-23000	260- 251000	100-478	26-147,5
Давление, МПа	25;32/ 42;48	25/35;42	28/45	16-25/27-40	20-28/28;30
Крутящий момент, Нм	229-5565	56-91560	1860- 1399000	315-2735	124-528
Частота вращения, мин ⁻¹	1600-6900	25-3600	12-265	320-750	2400-3500
Мощность, кВт	110-915	11- 494	29-1580	21-49	39-118
Масса, кг	9,5-336	12-3100	40-10750	10-27,8	9,5-33
k_M , кг/Н.м	0,04-0,060	0,03-0,2	0,007-0,02	0,013-0,04	0.04-0,1
k_P , кг/кВт	0,08-0,43	0,8-6,2	1,4-6,8	0,44-0,65	0,2-0,31
C_n , мин ⁻¹ · см · 10 ⁻³	16,5-23,7	2,0-7,9	0,8-3,6	2,4-4,4	7,4-13,3
КПД, %	92-93	90-95	88-97	85-90	86-89

Сферичні головки поршнів установлені в одній площині з кульовою опорою, а кульова опора - в одній вертикальній площині з віссю підшипника, завдяки чому блок циліндрів розвантажений від радіальних

тридцятимільйонних сил тиску рідини на поршні. Ці сили сприймаються підшипником і корпусом. Вузол торцевого розподілу рідини містить у собі нерухливий розподільний диск із двома серповидними вікнами, з'єднаними з магістралями високого й низького тисків. Блок циліндрів взаємодіє з розподільним диском торцевою поверхнею, у якій по осі кожного циліндра виконані отвори. Робочі камери обмежені торцевими поверхнями поршнів, циліндричними й торцевими поверхнями блоку.

Основні характеристики гідромоторів серійного виробництва [63] приведені в табл. 1.3.

На основі рішень гідромоторів серійного виробництва неможливо реалізувати стійкі обертви валу в діапазоні 0-10 об\хв, що обумовлюється наявністю об'ємних втрат рідини. Наявність об'ємних втрат в гідромоторах призводить до обов'язкового застосування гальмівних пристроїв у складі вантажопідйомних механізмів.

1.3 Конструкції низькообертвових високомоментних гідромоторів на базі циліндрів

Застосування НВГ на базі циліндрів дозволяє вирішити питання реалізації низьких обертів, та в деяких випадках відмовитись від гальмівних пристроїв.

Одним з варіантів підвищення ефективності вантажопідйомного механізму автомобільного крана [64] приведено на рис.1.10. Приведене схемне рішення передбачає застосування гідромотору на базі трьох гідроциліндрів 1 рівномірно розміщених по колу в одній площини, та з'єднаних штоками на одному кривошипові 4. Вихідний вал гідромотора з'єднаний з вантажним барабаном без застосування муфт та гальмівного пристрою, що може свідчити про відсутність необхідності його застосування. Приведене схемне рішення вважається не дослідженим у зв'язку з відсутністю іншої інформації, що до особливостей конструкції, функціонування та системи управління.

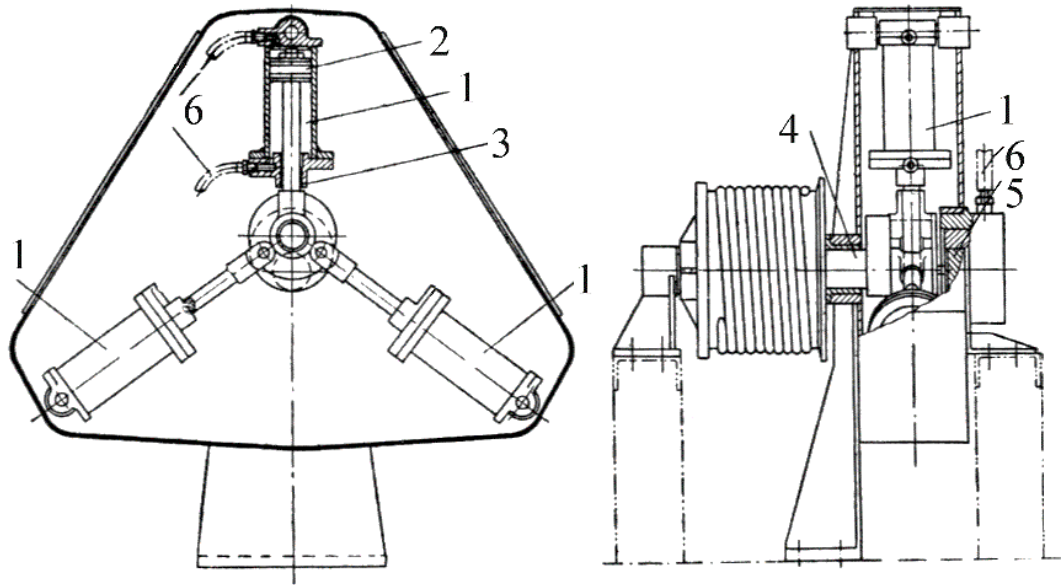


Рисунок 1.10 - Гідромотор приводу вантажного барабану автомобільного крану (Воцінін Г.В. 1954 р.)

Схемне рішення НВГ [69] наведено на рис. 1.11 показує варіант конструкції з застосуванням циліндрів. Конструкція відображає рядне розміщення циліндрів з закріпленням їх штоків на різних кривошипях. Величина кривошипів однакова, зміщення кривошипів один відносно одного рівномірно по колу. Одже для НВГ на базі трьох циліндрів з їх рядним розміщенням величина зміщення кривошипів складає 120 град. Рис. 1.11 вигляд А показує гідравлічне з'єднання штокової та поршневої робочих порожнин. Закріплення штоків на окремих кривошипях забезпечує однакову траєкторію руху штоків циліндрів. Таке закріплення штоків циліндрів дозволяє чітко визначити значення кутів перемикання режимів роботи циліндрів у складі НВГ. Наведена конструкція скребкового конвеєра несе лише конструктивне рішення. Відсутність гідравлічної схеми та системи управління обумовлює відсутність реалізації моторів такої конструкції.

Наведене рішення НВГ на базі циліндрів наведено на рис. 1.12 [70,71]. Наведено гідрокінематична схема, блок управління одним циліндром у складі мотора, та запропоновано систему управління.

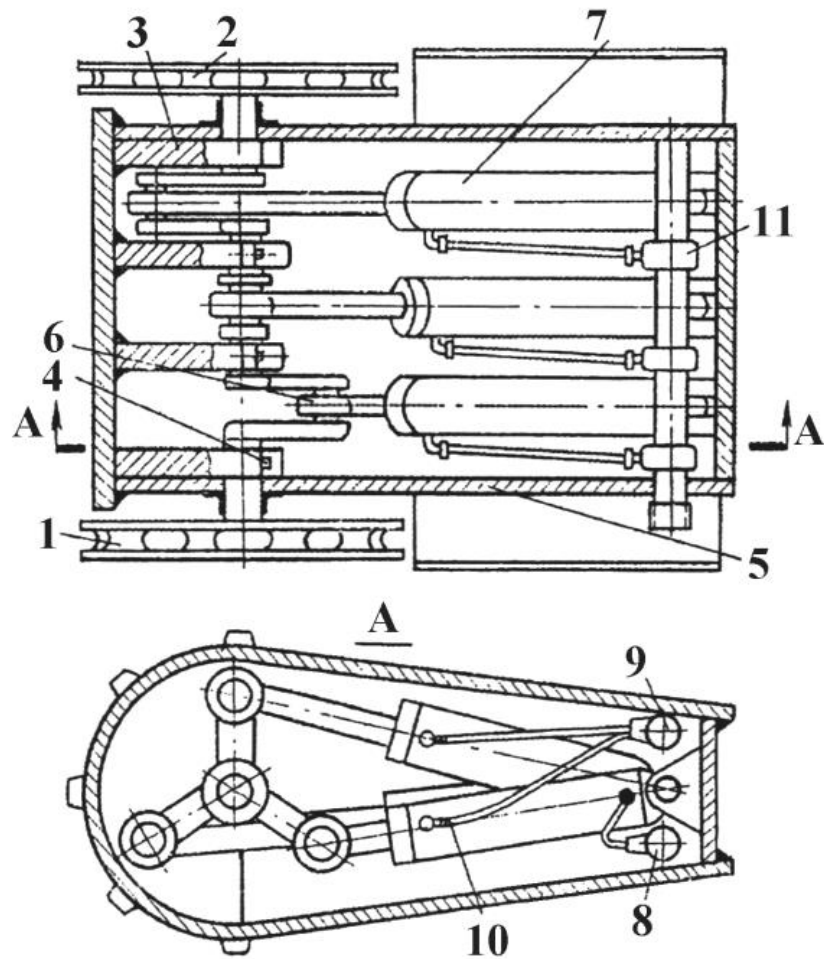


Рисунок 1.11 - Привод скребкового конвейера Докунін

Гідравлічна схема мотора базується на застосуванні зворотніх клапанів з гідравлічним управлінням. Золотникові розподільники з двопозиційні, чотирьохлінійні з електроуправлінням створюють управляючу підсистему.

В основу функціонування гідромоторів данного типу, а саме застосування циліндрів в штовхаючому та тянучому режимах. Теоритично рішення вимагає дотримання рівності швидкості руху штоків та рівності зусиль при їх рухах у складі НВГ.

Гідравлічна схема НВГ на базі трьох циліндрів рис. 1.12 а забезпечує переміщення штоків наступним чином: рідина з бака 14 подеться в напірну магістраль 8, насосом 9, яка в свою чергу розділеться на основну та управляючу. Двопозиційний чотирьохлінійний розподільник з електроуправлінням включені до управляючої магістралі та виконують

управління зворотніми клапанами з гідроуправлінням, з'єднання яких запропоновано за допомогою трубного з'єднання.

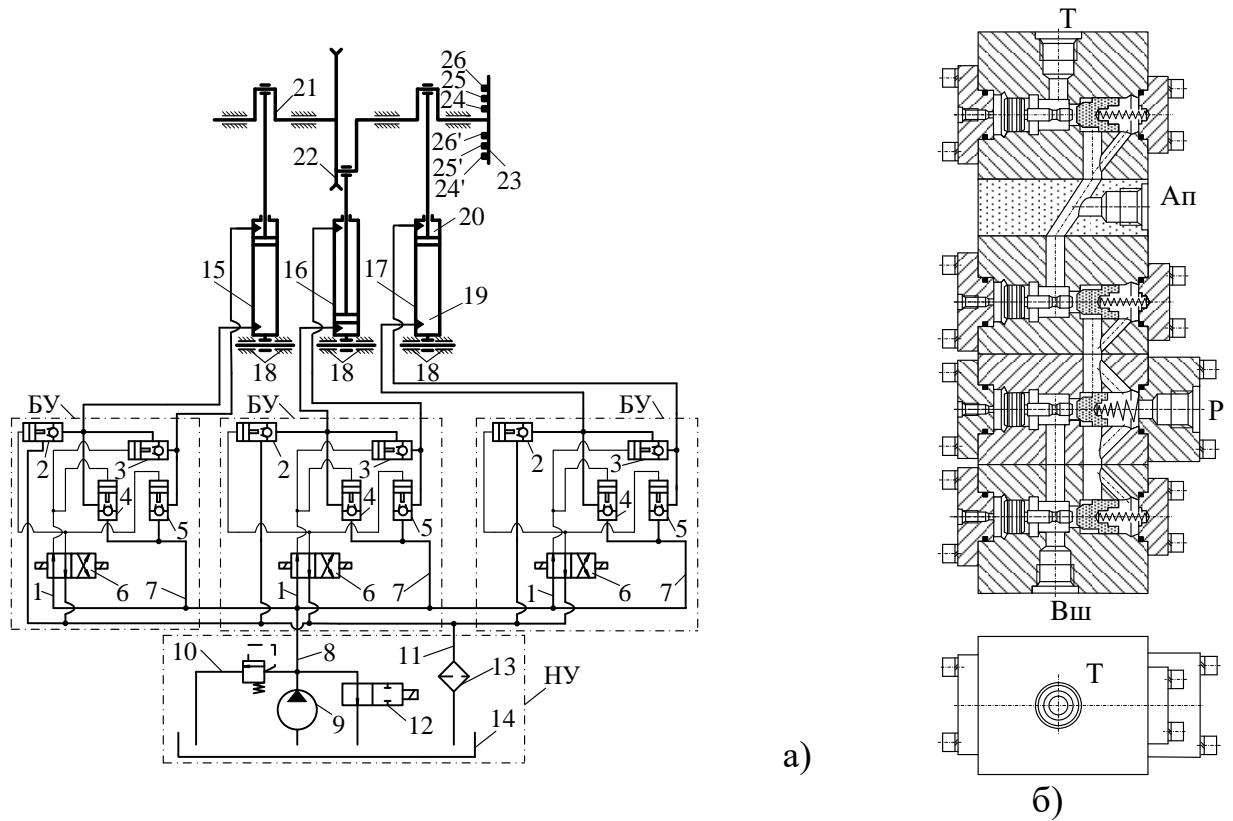


Рисунок 1.12 – НВГ на базі трьох циліндрів :

а) – пат. № 74601, Ремарчук М.П., ХНАДУ, 2006 р.;

б) – БУ блок управління циліндрами ХДТУБА, вип. 30, т. 2, 2005 р.

В початковому, наведеному, положенні розподільників 6 відбувається відкриття клапанів 3 та 4, рідина з основної магістралі подається одночасно до штокової та поршневої порожнин. За рахунок різної величини робочих площин, відбувається рух штока в прямому напрямку. Таке з'єднання порожнин відноситься до диференційного з'єднання порожнин при прямому русі штока. Перемикання розподільників 6 в друге положення обумовлює відкриття зворотніх клапанів 2 та 5. Рідина з напірної магістралі надходить до штокової порожнини циліндрів, а рідини з поршневої порожнини зливається через фільтр 13 в бак. Таке з'єднання порожнин циліндра забезпечує диференційну схему. За рішеннями приведеними [72 - 74] дотримання рідності золь та швидкостей руху штоків досягається відношенням діаметрів штока до циліндра рівними 0,707.

До НВГ на базі циліндрів також відносяться мотори створені на базі двох циліндрів. Патентні рішення гідромоторів на базі гідроциліндрів з рядним розташуванням приведені на рис. 1.13.

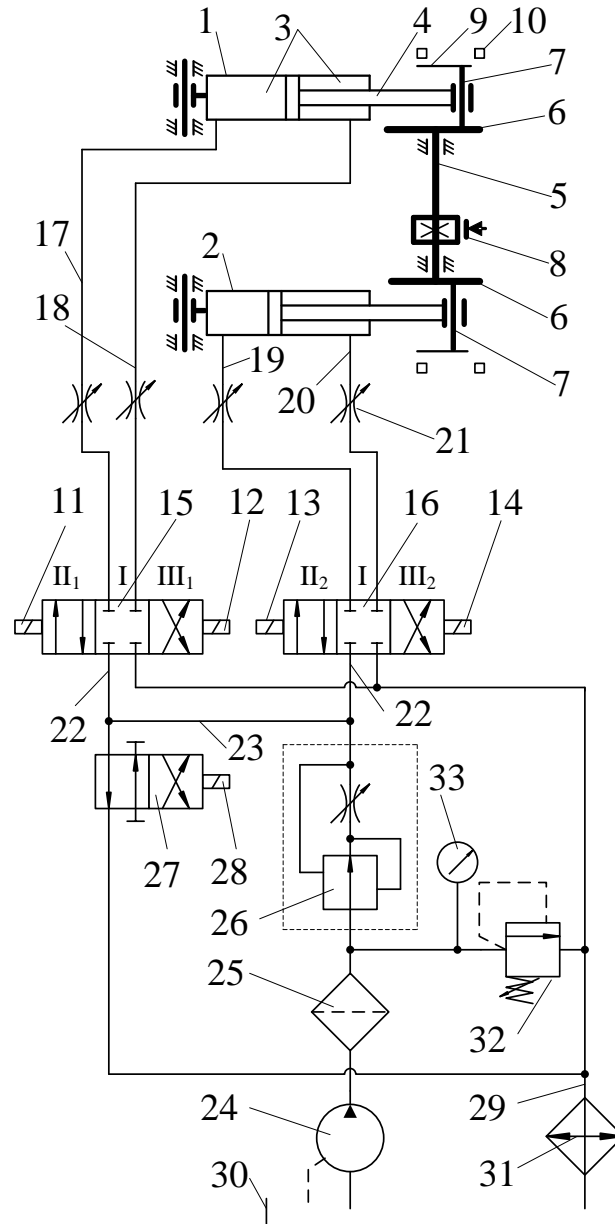


Рисунок 1.13 – Схемне рішення НВГ на базі двох циліндрів.

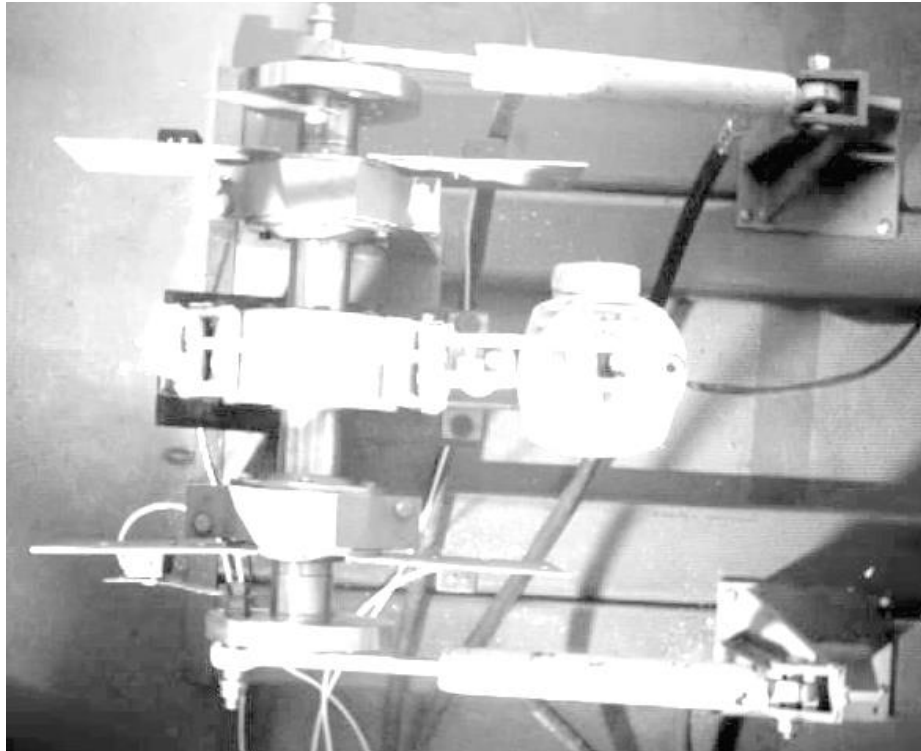


Рисунок 1.14 – Реалізація мотора на базі двох циліндрів.

Дослідження роботи такого мотору супроводжується значними коливаннями тиску. Характер зміни тиску рідини в порожнинах циліндрів приведені на рис. 1.15.

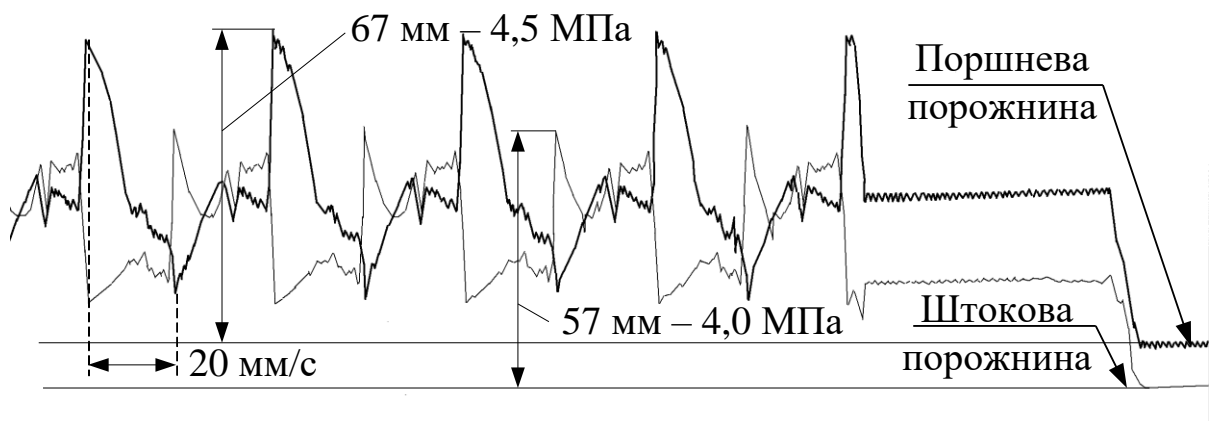


Рисунок 1.15 – Характер зміни тиску моделі НВГ на базі двох циліндрів.

Аналітичний огляд теоретичних досліджень таких моторів приведений на рис. 1.15 який описує циклограми роботи циліндрів в залежності від їхньої

кількості та режимів роботи. Приведені результати по рівномірності обертання вихідного вала.

Циклограма роботи гідроциліндрів представлена на рис. 1.16.

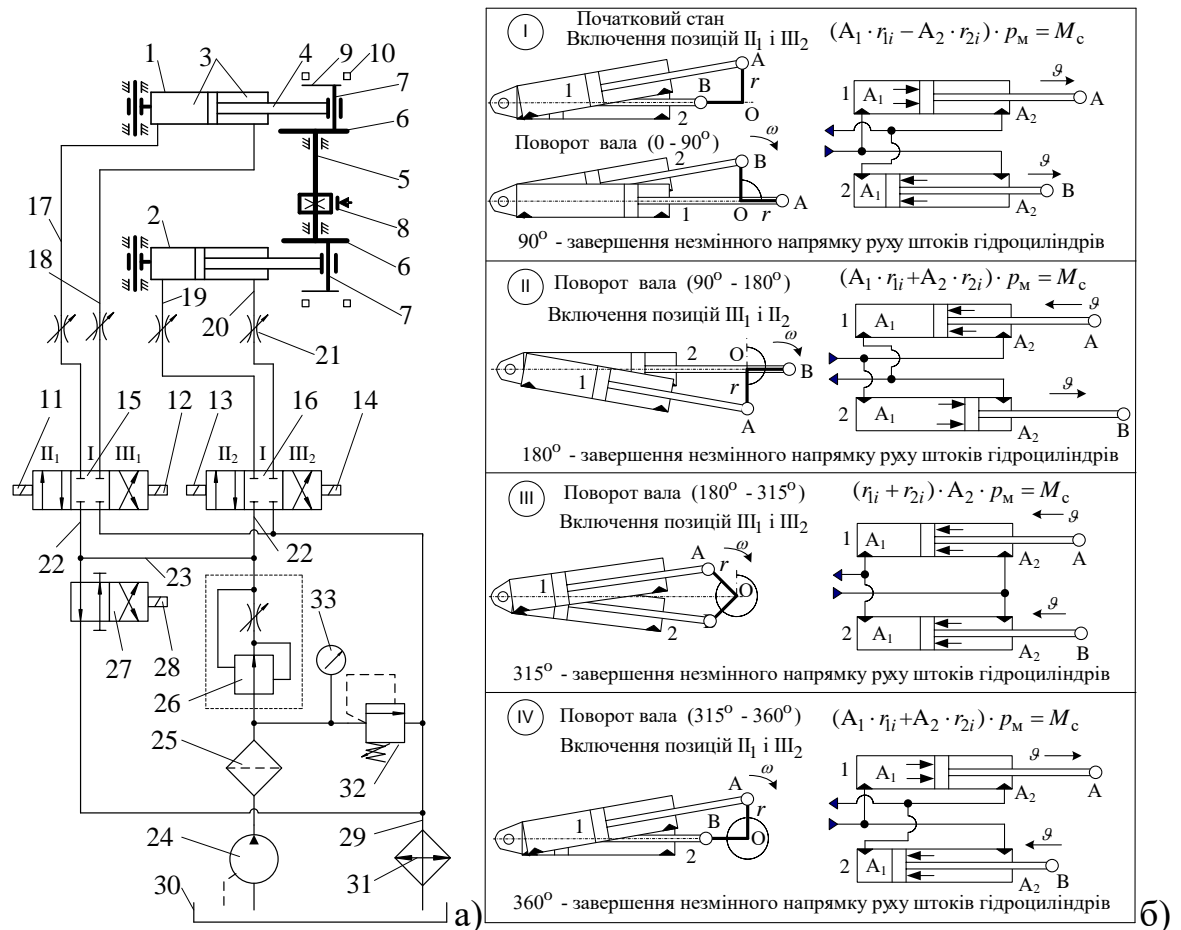


Рис. 1.16 – Гідромотор на бази двох циліндрів:

а – гідрравлічна схема; б – циклограми роботи циліндрів.

Позначення, що відносяться до циклограм роботи гідроциліндрів (див. рис. 1.16 а і б) відповідають наступному: A_1, A_2 – поверхня штокової і поршневої порожнин гідроциліндрів, відповідно; r_{1i}, r_{2i} – поточний радіус кривошипа; p_M – тиск в гідросистемі гідромотора; M_c – крутний момент, що визначається зовнішнім навантаженням.

Складовими гідрравлічної схеми (див. рис. 1.16 а) являються: 1, 2 – гідроциліндри; 3 – порожнини гідроциліндрів; 4 – шток гідроциліндра; 5 –

приводний вал; 6 – диск; 7 – палець; 8 – колодкове гальмо; 9 – вимикач; 10 – безконтактні вимикачі; 11, 12, 13, 14 і 28 – електромагніти; 15, 16 – гідророзподільники; 17, 18, 19 і 20 – робочі гідролінії; 21 – дросель; 22 – напірна гідролінія; 23 – з'єднувальна гідролінія гідророзподільників; 24 – насос; 25 – фільтр; 26 – регулятор потоку; 27 – гідророзподільник розвантаження насоса; 29 – зливна гідролінія; 30 – бак; 31 – теплообмінник; 32 – запобіжний клапан; 33 – манометр.

Із-за наявності циклограм роботи гідроциліндрів, наведеної на рис. 1.17, гідравлічна схема, пояснень не потребує.

Найбільш характерні положення із циклограм роботи, створених гідромоторів модульної конструкції з двома і трьома гідроциліндрами, показані на рис. 1.17. Розрахункові залежності по визначенню раціонального співвідношення між діаметром поршня і діаметром штока та залежності по визначенню рівня пульсацій тиску в гідросистемі гідромотора, наведені на рис. 1.17, (детальні гідравлічні схеми по з'єднанню гідроциліндрів з насосом і циклограми їх роботи не представлені). Слід зазначити, що характерні положення із циклограм роботи гідроциліндрів, представлені (див. рис. 1.17) тільки ті, які в значній мірі впливають на процес виникнення пульсації тиску рідини в гідросистемі гідромотора.

По результатам досліджень, які представлені на рис. 1.17, можна зробити висновок про те, що представлені рівняння рівноваги крутних моментів для наведених характерних положень гідроциліндрів не співпадають між собою. Для забезпечення рівноваги крутних моментів необхідно визначити раціональне співвідношення між діаметрами штока і поршня, яке для відомого технічного рішення [76] складає величину 0,866. Для схемних рішень 1, 2 – 0,816. Для схемного рішення 3 – 0,707.

Джерело інформації	Характерні положення гідроциліндрів із циклограм їх роботи як умова для визначення раціонального співвідношення між діаметрами штока і поршня	Умова рівності сумарних площин	Нерівномірність дії тиску рідини
Патент Росії № 2109945, 1996 р		$A_1 - 2 \cdot A_2 = 2 \cdot A_2$ <p>Розрахункове співвідношення між діаметрами штока і поршня</p> $\varepsilon = \frac{d}{D} = \frac{\sqrt{3}}{2} = 0,866$	$\delta_p = 2 \cdot \pi \times (3 - 4 \cdot \varepsilon^2)$
1		$A_1 - A_2 = 2 \cdot A_2$ <p>Розрахункове співвідношення між діаметрами штока і поршня</p> $\varepsilon = \frac{d}{D} = \sqrt{\frac{2}{3}} = 0,816$	$\delta_p = 2 \cdot \pi \times \frac{2 - 3 \cdot \varepsilon^2}{2 - \varepsilon^2}$
2		$A_1 - A_2 = 2 \cdot A_2$ <p>Розрахункове співвідношення між діаметрами штока і поршня</p> $\varepsilon = \frac{d}{D} = \sqrt{\frac{2}{3}} = 0,816$	$\delta_p = 2 \cdot \pi \times \frac{2 - 3 \cdot \varepsilon^2}{2 - \varepsilon^2}$
3		$A_1 = 2 \cdot A_2$ <p>Розрахункове співвідношення між діаметрами штока і поршня</p> $\varepsilon = \frac{d}{D} = \frac{\sqrt{2}}{2} = 0,707$	$\delta_p = 2 \cdot \pi \times \frac{1 - 2 \cdot \varepsilon^2}{3 - 2 \cdot \varepsilon^2}$
Рішення УПВ на видачу патенту України від 15.09.05 № 2003065556		$2 \cdot (A_1 - A_2) + A_2 = (A_1 - A_2) + 2 \cdot A_2$ <p>Розрахункове співвідношення між діаметрами штока і поршня</p> $\varepsilon = \frac{d}{D} = \frac{\sqrt{2}}{2} = 0,707$	$\delta_p = 2 \cdot \pi \times \frac{1 - 2 \cdot \varepsilon^2}{Z^2}$

Рисунок 1.17 – Характерні положення гідроциліндрів із циклограм роботи для різних варіантів схемних з'єднань їх порожнин з насосом.

Раціональне співвідношення діаметра штока до діаметра поршня для гідромоторів з трьома гідроциліндрами складає – 0,707 (для гідромоторів з непарним числом, більше трьох величина 0,707 є незмінною).

Дотримання раціональних співвідношень між діаметром штока і діаметром поршня для всіх схемних з'єднань насоса із порожнинами гідроциліндрів дозволять зменшити нерівномірність дії тиску (пульсації тиску) при роботі гідромотора модульної конструкції.

Відомо, що розрахункові параметри гідроциліндрів практично не співпадають із стандартизованими величинами діаметрів штока і поршня, які, в свою чергу, також не співпадають із наведеними вище рекомендаціями, то це може призвести до виникнення деякого рівня пульсації тиску рідини в гідросистемі гідромотора.

Розрахункові залежності наведені на рис. 1.17, по визначенню рівня пульсації тиску рідини в гідросистемі, наведені для кожної схеми з'єднання порожнин гідроциліндрів із насосом.

Розглянута методологія визначення параметрів НВГ на базі трьох циліндрів характеризується визначенням параметрів циліндра в залежності від параметрів крутного моменту.

Для визначення конструктивних і технічних параметрів гідроциліндрів, які забезпечують перетворення зворотно-поступального руху штока в обертний рух, складена розрахункова схема, див. рис. 1.18.

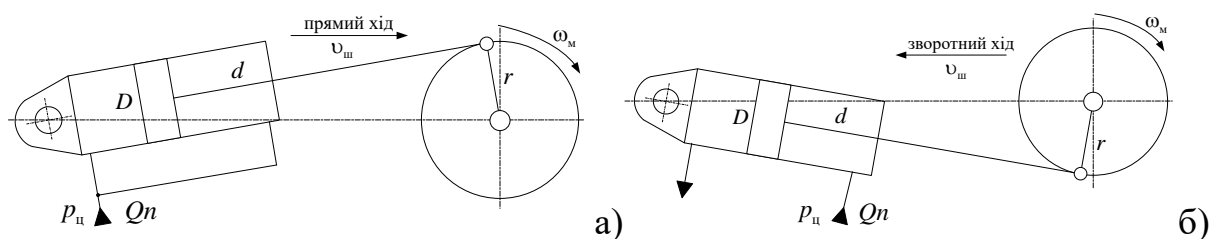


Рисунок 1.18 – Розрахункова схема для визначення параметрів гідроциліндра

а – прямий хід штока б – зворотний хід штока

Для НВГ, наведеного на рис. 1.12, визначення діаметра поршня циліндра D визначається за залежністю

$$D = \sqrt[3]{\frac{240 \cdot 10^6 \cdot N_M}{\pi \cdot p_{MH} \cdot n_M \cdot Z \cdot kr \cdot \eta_{TM}}}, \quad (1.1)$$

де N_M - корисна потужність на валу гідромотора, кВт; p_{MH} - тиск робочої рідини, МПа; n_M - частота обертання вихідного вала, об/хв.; Z - кількість гідроциліндрів гідромотора; η_{TM} - гідромеханічний ККД гідромотора; kr - коефіцієнт зміни величини кривошипа.

Для механізмів з кривошипним валом, коефіцієнт величини кривошипа kr приймається в діапазоні 0,9...1,5 залежно від частоти обертання кривошипу.

Величина середнього крутного моменту (Нм) при диференційній схемі підключення насоса до гідроциліндра (див. рис. 1.19 а) складає

$$M_{\text{ср}} = (A_a \cdot p_o \cdot r \cdot \int_0^\pi \sin(\alpha) d\alpha) / (2 \cdot \pi \cdot 1000) = (A_a \cdot p_o \cdot r) / (\pi \cdot 1000), \quad (1.2)$$

де A_a - робоча поверхня гідроциліндра при умові диференційного з'єднання порожнин гідроциліндра, мм²; p_o - тиск на вході гідроциліндра, МПа; r - відстань від точки повороту вала до точки з'єднання зі штоком гідроциліндра (умовно кривошип), мм; α - кут, що характеризує положення кривошипу.

При умові диференційного з'єднання порожнин гідроциліндра його робоча поверхня визначається за формулою

$$A_a = \pi \cdot d^2 / 4. \quad (1.3)$$

За рекомендаціями [77] величина ходу штока дорівнює

$$s = kr \cdot D, \quad (1.4)$$

де kr - приймається із діапазону 0,9...1,5.

Величина радіуса кривошипа становитиме

$$r = s / 2. \quad (1.5)$$

При виконанні зворотного ходу штока (див. Рис. 1.18 б) величина середнього крутного моменту складатиме значення

$$M_{\text{пцс}} = (A_{\text{в}} \cdot p_{\text{с}} \cdot r \cdot \int_{2\pi}^{\pi} \sin(\alpha) d\alpha) / (2 \cdot \pi \cdot 1000) = (A_{\text{в}} \cdot p_{\text{с}} \cdot r) / (\pi \cdot 1000). \quad (1.6)$$

Робоча поверхня штокової порожнини гідроциліндра визначається за формулою

$$A_{\text{в}} = \pi \cdot (D^2 - d^2) / 4. \quad (1.7)$$

Величина крутного моменту за повний оберт кривошипу визначатиметься залежністю

$$M_{\text{пс}} = M_{\text{пс}} + M_{\text{пс}}. \quad (1.8)$$

Величина загального крутного моменту механізму, що забезпечує перетворення зворотно-поступального руху в обертовий, при використанні Z гідроциліндрів, складатиме

$$M_{\text{с}} = (Z \cdot p_{\text{с}} \cdot r \cdot (A_{\text{а}} + A_{\text{в}})) / (\pi \cdot 1000). \quad (1.9)$$

Загальний об'єм робочих камер гідроциліндрів ($\text{см}^3/\text{об}$) визначається за формулою

$$V_{\text{з}} = (Z \cdot s \cdot (A_{\text{а}} + A_{\text{в}})) \cdot 0,001. \quad (1.10)$$

Загальна подача насоса ($\text{дм}^3/\text{сек.}$) для забезпечення заданої частоти обертів приводного валу механізму, при використанні Z гідроциліндрів та без урахування втрат рідини, складатиме величину

$$Q_{\text{н}} = V_{\text{з}} \cdot n_1 \cdot 0,001, \quad (1.11)$$

де n_1 – частота обертів приводного валу механізму, об/сек.

Кутова швидкість (рад/сек.) приводного валу складає

$$\omega_1 = (\pi \cdot n_1) / 30. \quad (1.12)$$

Лінійна (обертова) швидкість штока гідроциліндра (м/сек.) визначається за формулою

$$v_{\text{с}} = \omega_1 \cdot r \cdot 0,001. \quad (1.13)$$

Потужність, яку передають гідроциліндри, без урахування втрат в гідросистемі, визначається за формулами

$$N_{\text{г}} = M_{\text{с}} \cdot \omega_1 \cdot 0,001 \text{ або } N_{\text{г}} = (p_{\text{с}} \cdot Q_{\text{н}}) / 60, \quad (1.14)$$

N_1 – потужність приводного валу устаткування, кВт.

Для визначення потужності достатньо скористатись однією із наведених формул.

1.2 Кінематичні залежності руху поршня та закон зміни подачі поршневих насосів

Розглянувши конструктивні рішення НВГ на базі циліндрів, основні закономірності функціонування описуються відомими залежностями для поршневих насосів [77, 78].

Розглядаючи конструкції насосів (див рис. 1.19) при кривошипному та кулачковому механізмах поршні мають однакові закономірності руху. Поршень переміщується між крайніми положеннями, точки А та Б. Вони називаються мертвими точками так як швидкість в цих точках нульова. Переміщення x поршня залежить від кута повороту валу α .

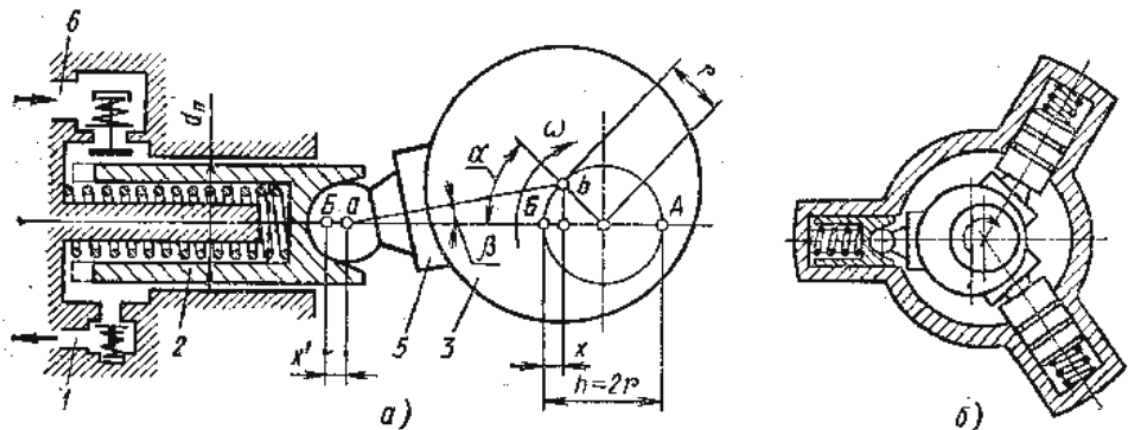


Рисунок 1.19 – Конструкція насосів.

Розрахунок величини переміщення поршня x від точки Б до точки А визначається залежністю:

$$x = r + a \cdot b - (r \cdot \cos(\alpha) + a \cdot b \cdot \cos(\beta)) \quad (1.15)$$

Позначення до формули (див. рис. 1.19).

Для отримання закону подачі, близького до моногармонічного, роблять $a \cdot b \gg r$ тому $\cos(\beta) \approx 1$ та

$$x' = x = r \cdot (1 - \cos(\alpha)) = (h/2) \cdot (1 - \cos(\alpha)) \quad (1.16)$$

Значення швидкості поршня

$$v_n = dx/dt = (h/2) \cdot \sin(\alpha) \cdot (da/dt) = (h/2) \cdot \omega \cdot \sin(\alpha), \quad (1.17)$$

Значення прискорення поршня

$$j_n = d^2x/dt^2 = (h/2) \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha). \quad (1.18)$$

Значення ідеальної подачі дорівнюється добутку швидкості поршня на його площу

$$Q_{н.т} = S \cdot (h/2) \cdot \omega \cdot \sin(\alpha) \quad (1.19)$$

На рис. 1.20, а лінія OABD показує графік залежності $Q_{н.т}$ для одного циліндра за час одного повного циклу, якому відповідає поворот механізму на кут $\alpha = 2 \cdot \pi$. Рідина подається споживачу за половину оберта, коли поршень переміщується від точки А до точки Б (див. рис. 1.20 а). Витісняємий об'єм визначається залежністю (1.19) площа під синусоїдою OAB. Його величина дорівнює робочому об'єму V_n однопоршневого насоса:

$$V_n = \int_0^{\pi} S \cdot \frac{h}{2} \cdot \omega \cdot \sin(\alpha) \cdot d\alpha \quad (1.20)$$

За час другої половини циклу, коли поршень переміщується від точки Б до точки А, циліндр наповнюється новою рідиною (лінія BD), споживач не отримує рідину. Таким чином подача однопоршневого насоса нерівномірна по величині та циклічна за часом.

Як приводилось раніше, подача однопоршневого насоса перервна та відрізняється великою нерівномірністю, яку прийнято характеризувати коефіцієнтом

$$\sigma = \frac{(Q_{\max} - Q_{\min})}{Q_n}, \quad (1.21)$$

Для однопоршневого насоса згідно залежностей

$$\sigma = \frac{Q_{H.T \max}}{Q_H} = \frac{S \cdot h \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{2 \cdot S \cdot h \cdot n} = \pi \quad (1.22)$$

Більшість споживачів не може використовувати таку велику пульсуючу подачу. Швидке підвищення та зниження подачі в трубопроводах, з послідуочим станом спокою при циклі всмоктування, викликає в них та самому насосові пульсації тиску, яке викликає шум, вібрації та пошкодженням в самому насосі.

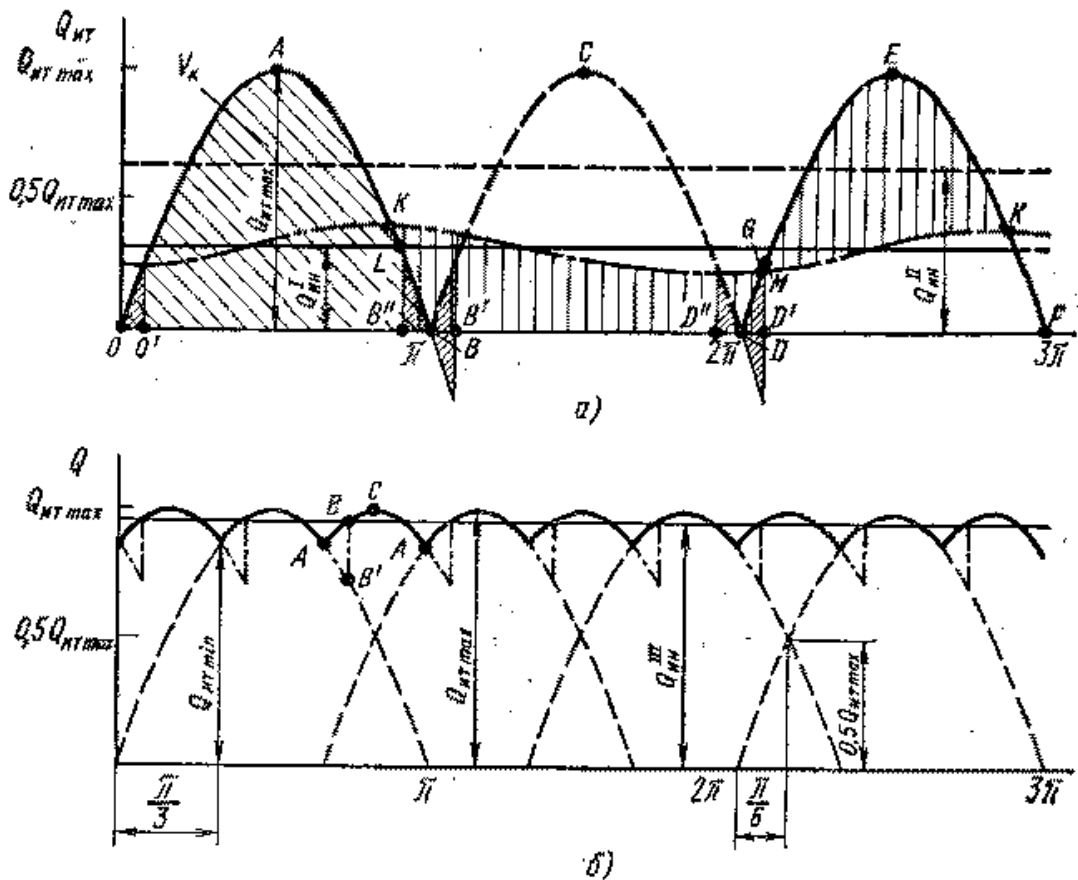


Рис. 1.20 Нерівномірність подачі насоса.

Так при підвищенні $Q_{H.T}$ на ділянці OA (див. рис. 1.20) поршень повинен надати прискорення рідині, рівному всій довжині відповідної лінії. При відсутності гідропневматичного акумулятора це приведе згідно залежності (1.19) до інерційного підвищення тиску в циліндрах на величину

$$p_{H2} = \rho \cdot j_2 \cdot l_2 = \rho \cdot j_H \cdot \left(\frac{S_H}{S_2}\right) \cdot l_2, \quad (1.23)$$

де l_2 , S_2 , j_2 - відповідно довжина, площа прохідного перетину вихідної труби та прискорення в ній.

Прискорення має найбільше значення в початку кожного переміщення, коли $\cos(\alpha) \rightarrow 1$. Величина p_H додається до $p_{2Ц}$ на початку циклу витіснення та зменшує $p_{1Ц}$ на початку циклу заповнення, тому що прискорення рідини в підвідній лінії відбувається завдяки тиску p_0 перед входом до неї. В кінці кожного переміщення, коли потік сповільнюється (АВ на рис 1.20 а), величина p_H змінює знак, що призводить до зменшення $p_{2Ц}$ та підвищення $p_{1Ц}$.

Відповідно, в насосі виникають коливання тиску $p_{2Ц}$ та $p_{1Ц}$ близькі до середньої величини, які визначаються середньою подачею Q , в межах $2 \cdot p_H$. При великій частоті обертання та значній довжині l_1 підвідної лінії інерційне пониження тиску може привести до кавітаційних явищ при початку циклу заповнення циліндра, викликаючи удари рідини по поршню та підвищує рівень шуму та вібрації в процесі роботи насоса.

Для зниження нерівномірності використовують два способи. Перший приводиться до застосування багатопоршневих машин з одною для всіх приводною частиною та загальними підвідними та відвідними лініями. Діаграма ОАВСД на рис. 1.20 а), показує графік подачі двопоршневого насоса. Для нього згідно залежності (1.15) та (1.24) $Q_H = 2 \cdot S \cdot h \cdot n$ та $\sigma = \pi/2$. При цьому тривалі перерви зникають, але миттєві режими $Q_{H,T} = 0$ залишаються. Відповідно, залишаються граничні значення інерційних пульсацій тиску p_H .

Конструктивно двопоршневий насос може представляти два качаючих вузла зі спільними трубопроводами, з'єднанні на одному валу таким чином, що їх робочі цикли зміщені на половину оберта.

В відповідності до цього витісняємий робочий об'єм при переміщенні поршня праворуч та ліворуч відповідно складає:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} \cdot h - \frac{\pi}{4} \cdot (d_H^2 - d_{III}^2) \cdot h = \frac{\pi \cdot d_{III}^2}{4} \cdot h; \quad (1.24)$$

$$V_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2). \quad (1.25)$$

При $d_{II}^2 = 2 \cdot d_{III}^2$ об'єми при прямому та зворотному рухові поршня будуть рівними:

$$V_1 = V_2 = \left(\frac{\pi \cdot d_{III}^2}{4}\right) \cdot h. \quad (1.26)$$

Подача насоса двосторонньої дії за подвійний хід поршня дорівнює робочому об'єму насоса

$$V_o = V_1 + V_2 = \pi \cdot d_{III}^2 \cdot r. \quad (1.27)$$

При трьох поршнях середня ідеальна подача

$$Q_{II} = 3 \cdot S \cdot h \cdot n. \quad (1.28)$$

Цикли витискання рідини перекриваються так, що рідина не зупиняється. Згідно цього величина σ стрімко знижується:

$$\sigma = \frac{S \cdot (h/2) \cdot \omega - S \cdot (h/2) \cdot \omega \cdot \sin(\pi/3)}{3 \cdot S \cdot h \cdot \omega / (2 \cdot \pi)} = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot (1 - \sin(\frac{\pi}{3})) = 0,14. \quad (1.29)$$

Зменшуються й граничні значення інерційних пульсацій тиску p_{II} як наслідок максимальних прискорень потоку. Вирівненість подачі та зв'язане з цим поліпшення якості процесу підвищуються з використанням не парної кількості поршнів більше трьох. Складаючи значення $Q_{II,T}$ для насосів з різною кількістю поршнів, можна показати, що у насосів з не парною кількістю поршнів рівномірність подачі більша на відміну від парної кількості поршнів.

Приблизно σ можливо визначити за залежностями:

- для не парної кількості поршнів

$$\sigma = \frac{1,25}{z^2}; \quad (1.30)$$

- для парної кількості поршнів

$$\sigma = \frac{5}{z^2}. \quad (1.31)$$

Фактична нерівномірність подачі в установках з об'ємними насосами може значно перевищувати ідеальну нерівномірність, визнається тільки закономірністю зміни $Q_{н.т}$ та розраховану за приведеними залежностями для σ .

Причинами цього слугує запізнювання роботи клапанів та стиснення (компресія) рідини.

1.5 Гідророзподільники рідини

Стійкий режим обертання вала НВГ на базі циліндрів досягається шляхом скоординованого поступового руху штоків. Саме за скоординований рух та своєчасне перемикання режиму роботи циліндра забезпечують розподільники рідини. Таким чином для управління циліндрами у складі мотора можливо застосувати гідророзподільники. В залежності від конструкції елемента, який забезпечує розподіл рідини, називають золотниковими, клапанними і крановими. Золотникові розподільники [79, 80] набули найбільшого поширення з моноблочним і секційним виконанням корпусу. Незважаючи на поширення таких конструкцій, вони мають ряд суттєвих недоліків, а саме внутрішні втрати тиску і внутрішні витоки рідини через наявність зазорів. Це призводить до дроселювання рідини, та відповідно до зростання температури рідини.

Гідророзподільники з плоским золотником прості у виготовленні, а недоліки [81,82] – великі зусилля при переміщенні золотника по дзеркальній внутрішній поверхні корпусу, при рівні тиску 25МПа. Такі недоліки призводять до їх застосування в гідросистемах з рівнем тиску рідини до 10МПа.

Клапанні розподільники широкого застосування набули в гідросистемах стаціонарного обладнання [57, 83, 84], та різного типу обладнання авіабудування. Вдосконалення системи управління клапанними розподільниками [85, 86] дозволяє їх застосування в механізмах гідрофікованих машин.

До гідроагрегатів які можуть працювати під високм тиском відносяться клапанні гідророзподільники. Їх переваги полягають у високому рівні

герметичності, надійності роботи та ремонтпридатності в умовах експлуатації. Такі розподільники [87-92] можна реалізувати з застосуванням зворотних клапанів рис. 1.21 з гідроуправлінням.

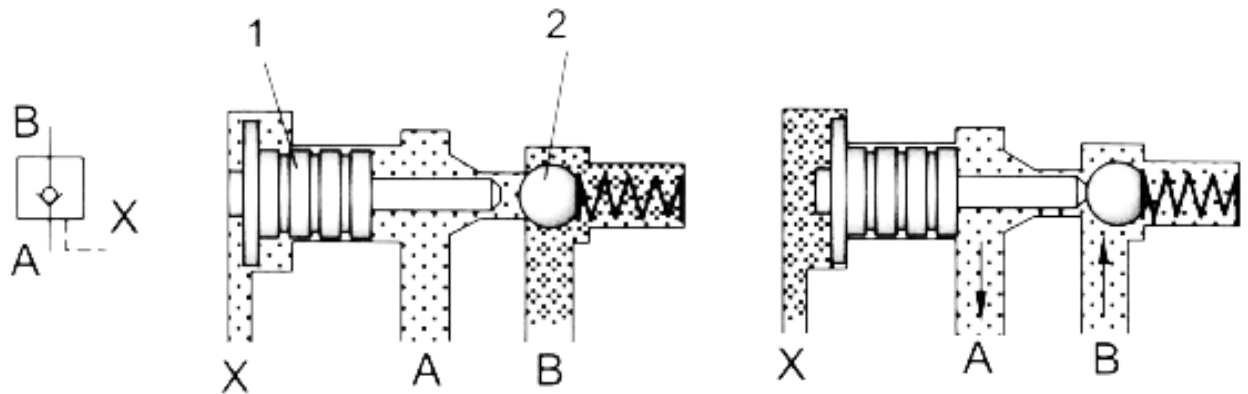


Рисунок 1.21 – зворотний клапан з гідроуправлінням.

За допомогою вбудованого поршня 1, який приводиться в дію тиском рідини, можливо відкриття запорного елемента 2 та можливості руху рідини від каналу В до А. Для відкриття запорного елемента для зворотного руху рідини сила діюча на поршень 1 зі сторони управляючого каналу Х повинна бути більшою за силу діючу на поршень з протилежного боку, тобто з боку каналу А.

1.6 Визначення ККД складних механізмів

Визначення ККД гідромоторів базується на науковому принципі розподілу енергії [93-98] за схемами у вигляді послідовного, паралельного та змішаного з'єднання елементів.

Величина ККД для схеми (див. рис. 1.22 а) розподілу енергії з паралельним включенням елементів як в окремій системі розраховується за формулою

$$\eta = \frac{N_{\kappa}}{N_n} = \frac{\eta_1 \cdot N_1 + \eta_2 \cdot N_2 + \dots + \eta_n \cdot N_n}{N_1 + N_2 + \dots + N_n} = \frac{\eta_1 \cdot N_1 + \eta_2 \cdot N_2 + \dots + \eta_n \cdot N_n}{N_n} \quad (1.32)$$

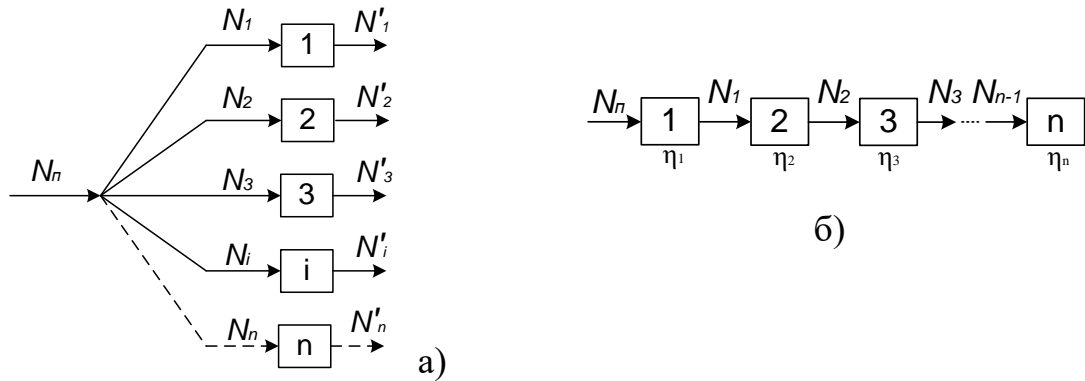


Рисунок 1.22 – Схеми розподілу потужності в механізмах з різним з'єднанням елементів:

а – при паралельному з'єднанні; б – при послідовному з'єднанні.

Величина ККД для схеми (рис. 1.22, б) з послідовним включення елементів, як в окремій складній системі, розраховується за формулою

$$\eta = \frac{N_{\kappa}}{N_n} = \eta_1 \cdot \eta_2 \dots \eta_n \quad (1.33)$$

З'єднання складових елементів у відомій системі НВГ рис. 1.12 відносно з'єднань елементів системи, наведених на рис. 1.22, є змішаним, і тому при створенні нової конструкції мотора для визначення його загального ККД необхідні додаткові дослідження.

Висновки

Значна кількість механізмів сучасних гідрофікованих машин складається з редукторів та гідромоторів, які реалізують необхідні режими функціонування робочого обладнання для виконання технологічних процесів. Враховуючи сучасні світові тенденції зменшення складови механізмів. Наслідок зменшення складових механізму призводить до підвищення ефективності його в цілому. Застосування такого принципу обмежене сучасним технічним рівнем та наявністю гідромоторів здатних реалізувати режим роботи робочого обладнання в необхідних режимах.

Сучасні дослідження спрямовані на створення НВГ для пряго з'єднання вихідного валу з робочим обладнанням. Але особливої уваги потребують механізми з обертовим рухом робочого обладнання в діапазоні 0-10 об/хв. Робота існуючих моторів в такому режимі призводить до нестійкого режиму їх роботи та обумовлюється нерівномірністю частоти обертання, крутного моменту та інше. Існуючі НВГ характеризуються наявністю об'ємних втрат рідини, це перешкоджає їх застосуванню у складі вантажопідйомного механізму без гальмівного пристрою.

НВГ на базі циліндрів відрізняються відсутністю об'ємних втрат рідини. Це підтверджують дослідження циліндрів. Застосування клапанних розподільників для реалізації обертового руху вала НВГ на базі циліндрів дозволяє відмовитись від гальмівних пристроїв. Теоретичні дослідження показали необхідність реалізації рівності швидкості та зусиль на штоках циліндрів у складі мотора. Досягнення такої умови досягнуто застосуванням диференційної схеми включення порожнин циліндрів, що призводить не неефективного їх використання.

2. ВИБІР МЕТОДІВ І НАПРЯМКІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1 Теорія поршневих насосів

На основі аналізу наукових джерел, що висвітлюють теорію поршневих насосів [99-106] в яких, зокрема, наведено залежності для визначення закономірності переміщення поршнів, зміни їх швидкості та прискорення. При цьому встановлено, що подача робочої рідини від поршневого насоса складається з етапів всмоктування об'єму рідини і витискань її із порожнин кожного циліндра згідно із закономірністю рухів поршня. Це призводить до нерівномірності подачі рідини в напірній магістралі. Разом з тим, процес функціонування насосів на основі принципу зворотності збігається з характером роботи стандартних гідромоторів і на підставі цього теоретичні залежності, що притаманні для насосів можна застосувати для досліджень НВГ на базі циліндрів.

Підвищення показників поршневих насосів можна досягти шляхом створення насосів на базі стандартних гідроциліндрів розташованих назустріч один до одного, та з'єднаних штоками на приводному валу насосу рис.2.1.

Конструктивні особливості насосу на базі стандартних гідроциліндрів, полягає в тому, що циліндри шарнірно з'єднані з корпусом насосу, а штоки шарнірно закріплені на приводному валу насоса.

Приведений насос відрізняється від створених парним з'єднанням робочих порожнин, поршень гідроциліндра (перекачувальний вузол) здійснює поступальний рух між крайніми положеннями, а самі гідроциліндри коливальний рух. Конструкція насоса обумовлює з'єднання робочих порожнин з напірною та всмоктувальними магістралями гнучкими гідравлічними лініями.

Перехрестне включення робочих порожнин гідроциліндрів дозволяє максимальне їх використання та рівність подач рідини до споживача при прямому та звороньому рухові штоків за рахунок сумарної рівності об'ємів робочих порожнин.

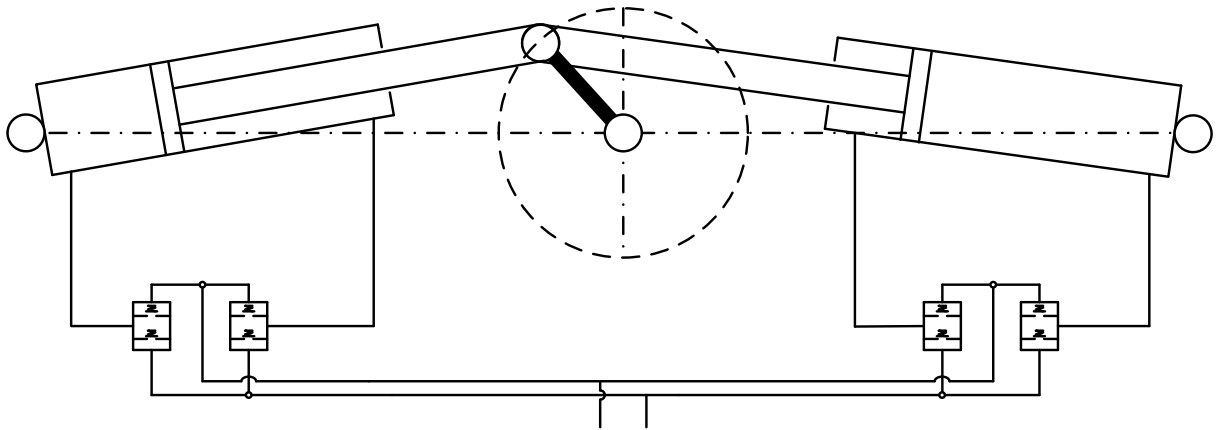


Рисунок 2.1 – Двопоршневий насос з самодіючими клапанами.

Підключення робочих порожнин даного насосу здійснюється за схемним рішенням приведеному на рис. 2.1. Кожна робоча порожнина з'єднана з клапанним самодіючим вузлом таким чином, що при перемішені поршня з крайньої токи відбувається всмоктування рідини одночасно в поршневу порожнину одного гідроциліндра та відповідно штокову другого, в цей же час відбувається витіснення робочої рідини з штокової порожнини одного циліндра та поршневої порожнини іншого.

Ідеальний робочий об'єм такого насоса визначається залежністю

$$V_H = V_1 + V_2, \quad (2.1)$$

де V_1 , V_2 робочі об'єми при прямому та зворотному рухові поршня відповідно

$$V_1 = V_2 = 2 \cdot r \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{II}^2}{4} + \left(\frac{\pi \cdot d_{II}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{III}^2}{4} \right) \right) = r \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (2 \cdot d_{II}^2 - d_{III}^2) \quad (2.2)$$

Осереднена за часом ідеальна подача

$$Q_H = \pi \cdot r \cdot (2 \cdot d_{II}^2 - d_{III}^2) \cdot z \cdot k \cdot n = \pi \cdot r \cdot (2 \cdot d_{II}^2 - d_{III}^2) \cdot n, \quad (2.3)$$

де z – кількість пар гідроциліндрів розташованих назустріч один до одного та з'єднаних штоками на валу насоса; k – кратність дії робочої камери ($k=1$).

Отримана залежність показує, що ідеальна подача насоса на базі двох гідроциліндрів більша за стандартні двопоршневі насоси при однакових геометричних параметрах поршня та штока.

Особливість насосів з парним включенням циліндрів полягає в відсутності залежності між діаметрами поршня та штока, що дозволяє максимально зменшувати діаметр штока, для отримання максимальної продуктивності.

Переміщення x' поршня залежить від кута повороту валу α .

Закони переміщення поршня приведенного насоса аналогічні стандартним, тому переміщення поршня визначається за однаковими залежностями.

Спрощений розрахунок величини переміщення поршня x' визначається залежністю

$$x' = r \cdot (1 - \cos(\alpha)) \quad (2.4)$$

Значення швидкості поршня

$$v_n = dx/dt = (h/2) \cdot \sin(\alpha) \cdot (da/dt) = (h/2) \cdot \omega \cdot \sin(\alpha) \quad (2.5)$$

Значення прискорення поршня

$$j_{II} = d^2x/dt^2 = r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha) \quad (2.6)$$

Значення ідеальної миттєвої подачі дорівнюється добутку швидкості поршня на його площу

$$Q_{и.т} = r \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (2 \cdot d_{II}^2 - d_{шт}^2) \cdot \omega \cdot \sin(\alpha) \quad (2.7)$$

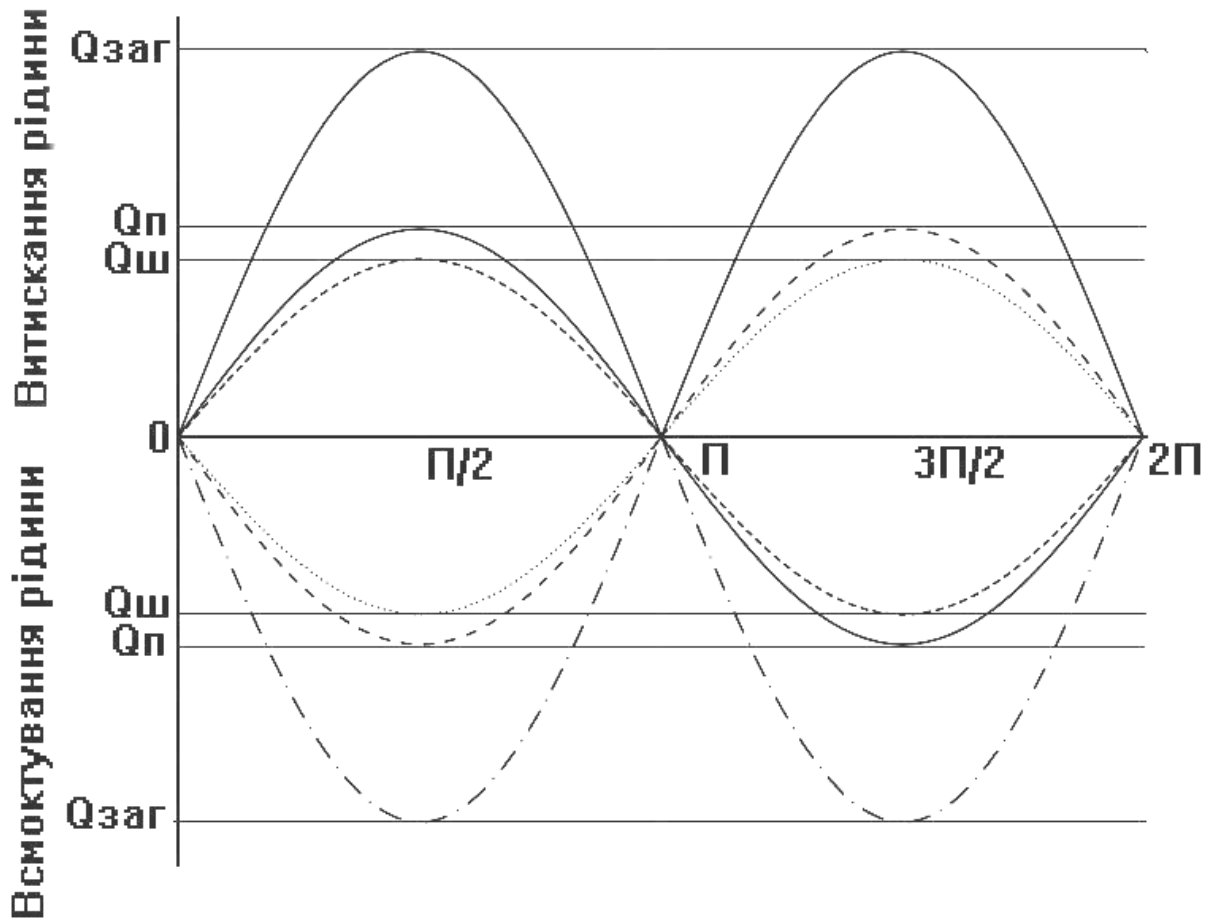


Рисунок 2.2 - Циклограма витиснення та всмоктування рідини робочими порожнинами циліндрів та в цілому насоса.

Циклограма роботи насоса показує, що подача насоса з перехресним включенням робочих порожнин гідроциліндрів циклічна як і подача стандартного двопоршневого насоса та має показники нерівномірності на рівні $\sigma = \pi/2$.

Зменшення нерівномірності подачі рідини вирішується шляхом збільшення кількості пар гідроциліндрів та закріплених на одному кривошипі при рівномірному розміщенні по колу, та кожна на своєму кривошипі при розташуванні гідроциліндрів в одній площині.

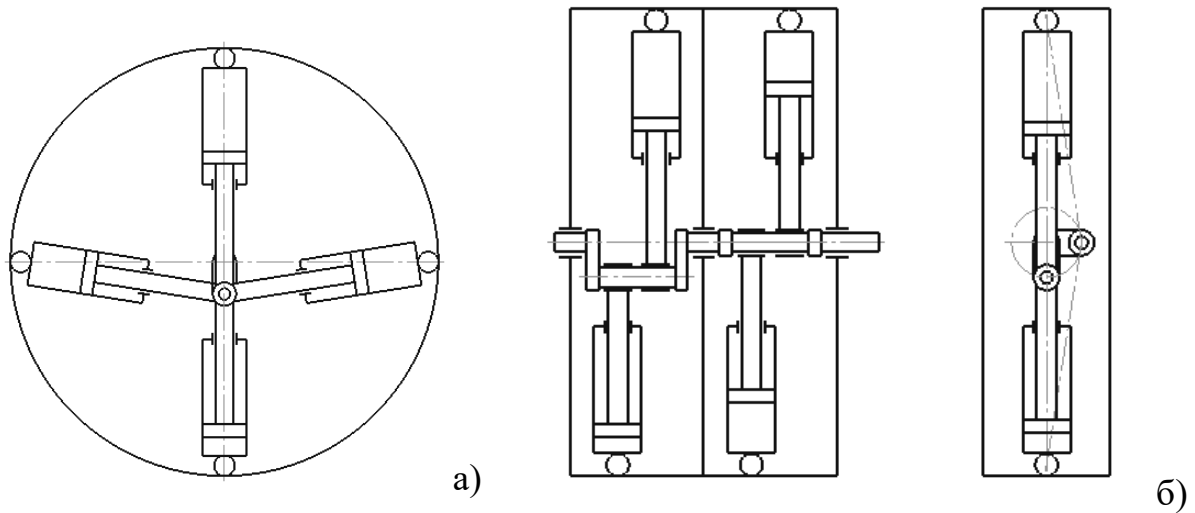


Рисунок 2.3 - Виконання поршневого насоса з 2-ма парами гідроциліндрів:
а – рівномірне розміщення по колу; б – рядне розміщення.

На основі приведеної конструкції та залежностей переміщення поршнів насоса визначено характеристику роботи насоса на базі двох пар циліндрів.

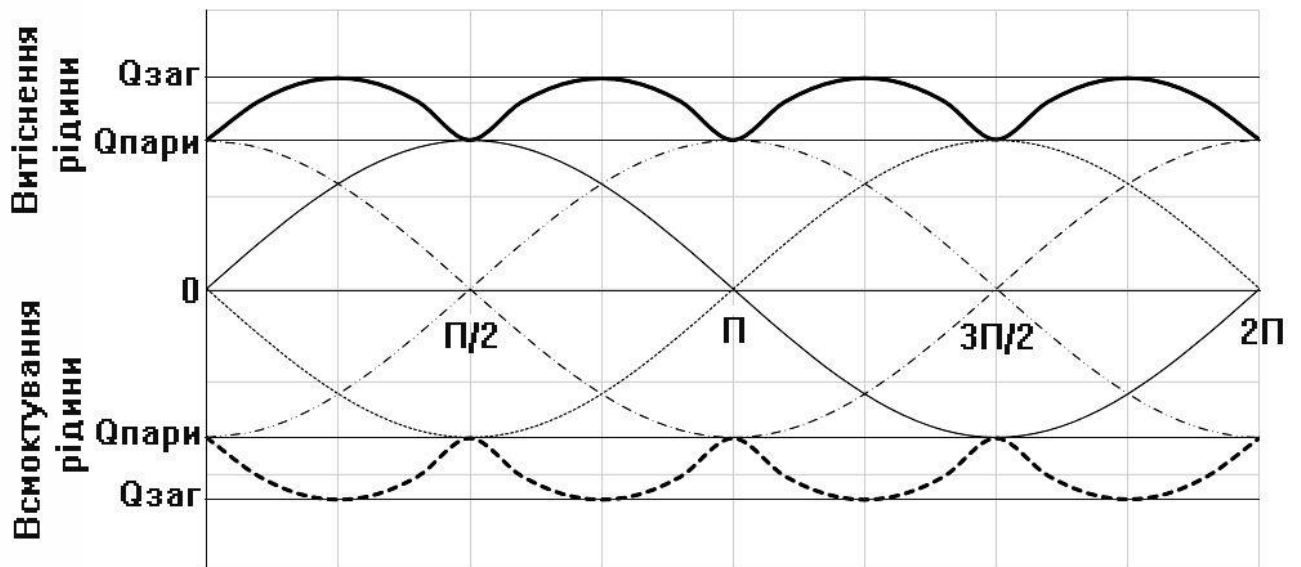


Рисунок 2.4 – Діаграма зміни витіснення та всмоктування рідини насосом з 2-ма парами гідроциліндрів.

Аналіз конструкції з використанням трьох пар циліндрів рис. 2.5 показав характеристики роботи на рис. 2.6.

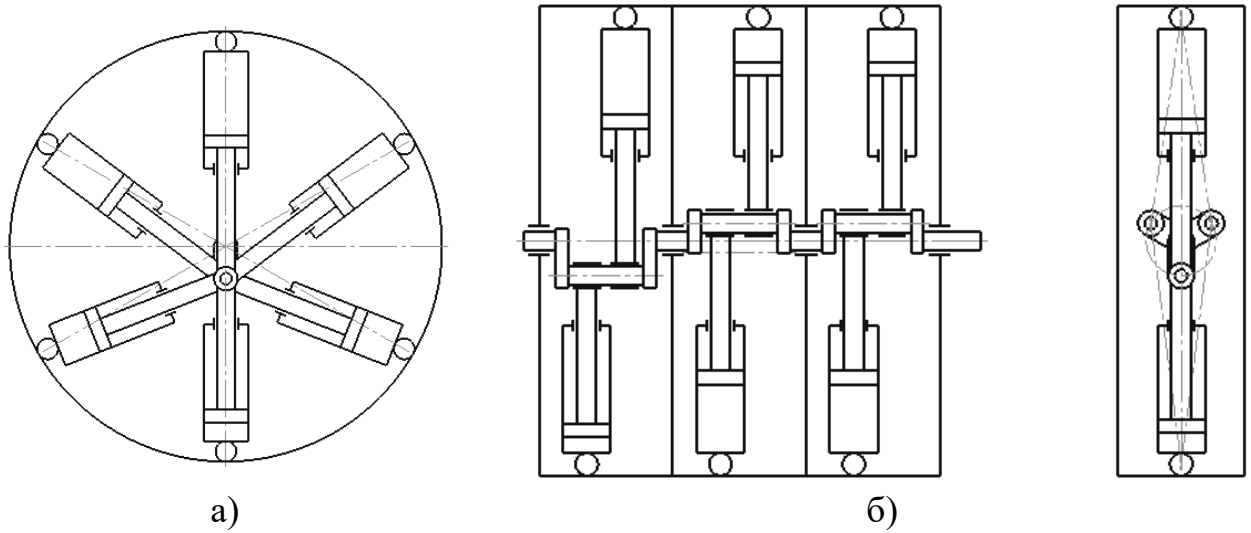


Рисунок 2.5 - Варіанти виконання поршневого насоса з 3-ма парами гідроциліндрів: а – рівномірне розміщення по колу; б – рядне розміщення.

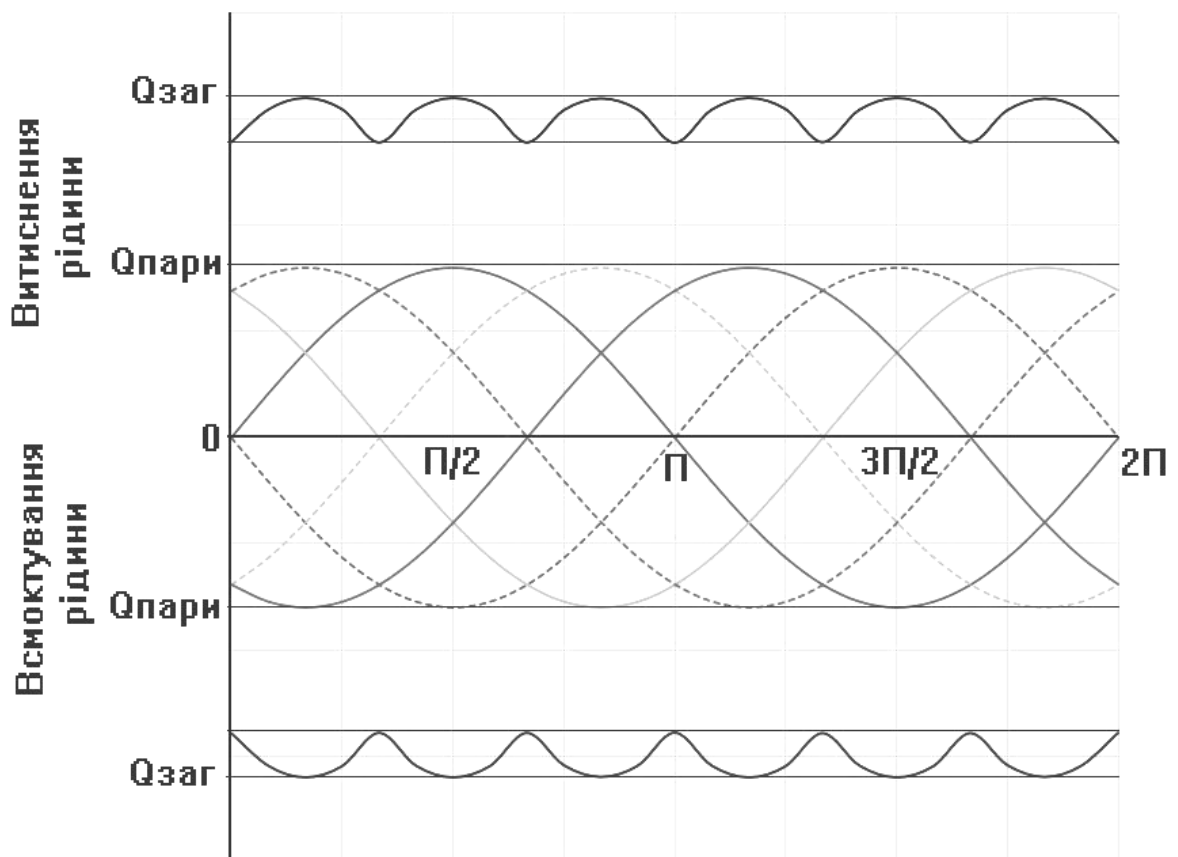


Рисунок 2.6 - Діаграма зміни витиснення та всмоктування рідини насосом з 3-ма парами гідроциліндрів.

Приведені результати показують діаграми зміни циклів роботи циліндрів у складі насоса, та теоретичну характеристику всмоктування та витиснення рідини.

Застосування конструкції з п'ятьма парами приведене на рис. 2.7, а характеристика витискання та всмоктування рідини на рис. 2.8.

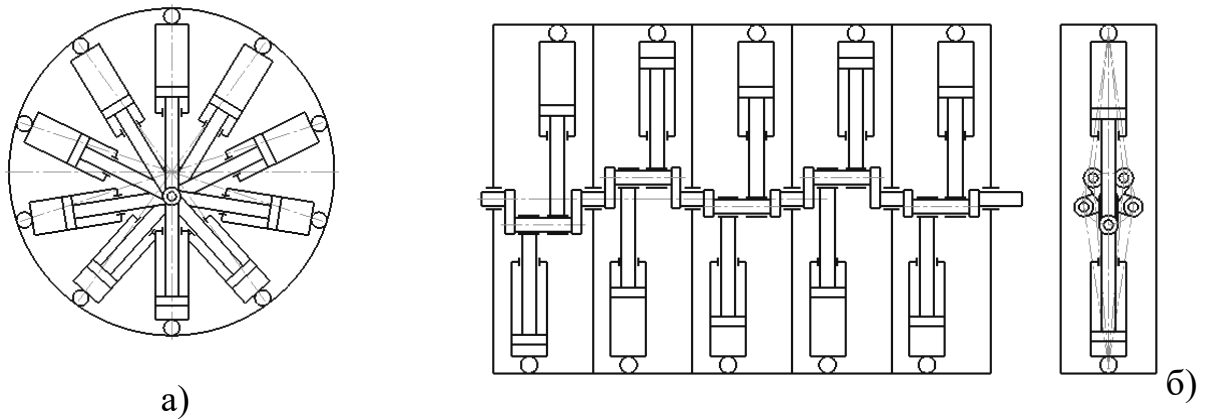


Рисунок 2.7 - Варіанти виконання поршневого насоса з 5-ма парами гідроциліндрів:

а – рівномірне по колу; б – рядне розміщення.

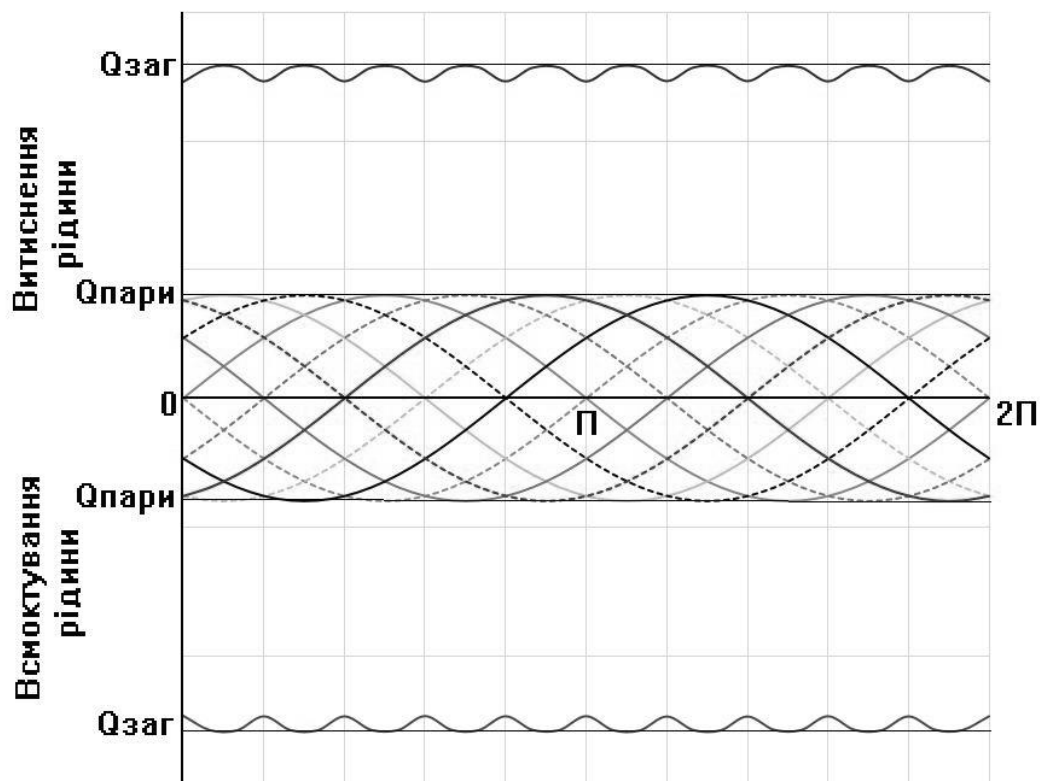


Рисунок 2.8 - Діаграма зміни витиснення та всмоктування рідини насосом з 3-ма парами гідроциліндрів.

Приведені вище варіанти виконання насосів з різною кількістю пар гідроциліндрів показують, що при збільшенні кількості пар знижується рівень нерівномірності подачі рідини за рахунок перекриття циклів подачі.

Рівень нерівномірності подачі рідини розраховується аналогічно поршневым насосам за залежністю

$$\sigma = \frac{(Q_{\max} - Q_{\min})}{Q_{II}} \quad (2.8)$$

Для насосів з однією парою гідроциліндрів

$$\sigma = \frac{(Q_{\max} - Q_{\min})}{Q_{II}} = \frac{S \cdot h \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{2 \cdot S \cdot h \cdot n} = \pi \quad (2.9)$$

Для насосів з двома парами гідроциліндрів

$$\sigma = \frac{S \cdot (h/2) \cdot \omega - S \cdot (h/2) \cdot \omega \cdot \sin(\pi/2)}{2 \cdot S \cdot h \cdot \omega / (2 \cdot \pi)} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot (1 - \sin(\frac{\pi}{2})) = \frac{\pi}{2} \quad (2.10)$$

Для насосів з трьома парами гідроциліндрів

$$\sigma = \frac{S \cdot (h/2) \cdot \omega - S \cdot (h/2) \cdot \omega \cdot \sin(\pi/3)}{3 \cdot S \cdot h \cdot \omega / (2 \cdot \pi)} = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot (1 - \sin(\frac{\pi}{3})) = 0,14 \quad (2.11)$$

Для насосів з п'ятьма парами гідроциліндрами $\sigma = 0,05$

Для насосів з сімома парами гідроциліндрами $\sigma = 0,026$

Приведені результати нерівномірності показують значне зниження при зростанні кількості пар до п'яти. При збільшенні кількості до семи нерівномірність подачі змінюється на незначну величину при значному підвищенні трудоемності виготовлення насосу. Використання насоса з трьома парами гідроциліндрів є самим раціональним, незначна трудоемність та складність виготовлення при рівні нерівномірності подачі рідини $\sigma = 0,14$.

2.2 Визначення ККД низькооберткових високомоментних гідромоторів на базі циліндрів

При розгляді будови як стандартних моторів, так і відомих НВГ на базі циліндрів, з'ясовано що до їх складу входять елементи, які з'єднані між собою послідовно та паралельно і цим самим створюють змішану схему з'єднання складових мотора. В структуру таких моторів входить основна підсистема (поршень – корпус або циліндри), розподільча підсистема (підведення і злив рідини), дренажна підсистема (для НВГ – відсутня), вал мотора та його підшипники, які в цілому створюють відносно складну систему.

Визначення загального ККД для стандартних і створених моторів на базі циліндрів зі змішаною схемою з'єднання елементів у систему використана залежність, яка має вигляд

$$\eta_i = \frac{(N_{n_1} + N_{n_2} + \dots + N_{n_n}) \cdot \eta_1 \dots \eta_n}{N_{n_1} / (\eta_1' \dots \eta_n') + N_{n_2} / (\eta_1'' \dots \eta_n'') + N_{n_n} / (\eta_1^n \dots \eta_n^n)}, \quad (2.13)$$

та спрощено

$$\eta_i = \prod_i^n \eta_{i_n} \cdot \left(\sum_i^n N_{n_i} / \left(\sum_i^n \left(N_{n_i} / \prod_i^n \eta_i^j \right) \right) \right), \quad (2.14)$$

де $\prod_i^n \eta_i^j$ – добуток ККД елементів системи мотора до розгалуження потужності; $\sum_i^n N_{n_i}$ – сума корисних потужностей на виході елементів в розгалуженнях; $\prod_i^n \eta_{i_n}$ – добуток ККД елементів мотора в розгалуженнях.

Разом з тим, загальний ККД НВГ складається з добутку гідромеханічного та об'ємного ККД. Для циліндрів об'ємні втрати робочої рідини практично відсутні і тому ними можна знехтувати[72]. Таким чином, можна записати, що

$$\eta_{заг} = \eta_{зм} \cdot \eta_{об} = \eta_{зм}, \quad (2.15)$$

оскільки, об'ємний ККД мотора складає величину $\eta_{об} = 1$.

На підставі виявлених особливостей будови НВГ на базі тільки трьох циліндрів та будови НВГ на базі трьох парно з'єднаних штоками циліндрів з урахуванням залежностей можна визначити загальний їх ККД.

Визначення ККД високомоментного радіально-поршневого гідромотора [107] серії МР серійного виробництва можна визначити на основі залежності (2.13) з урахуванням конструктивного його виконання.

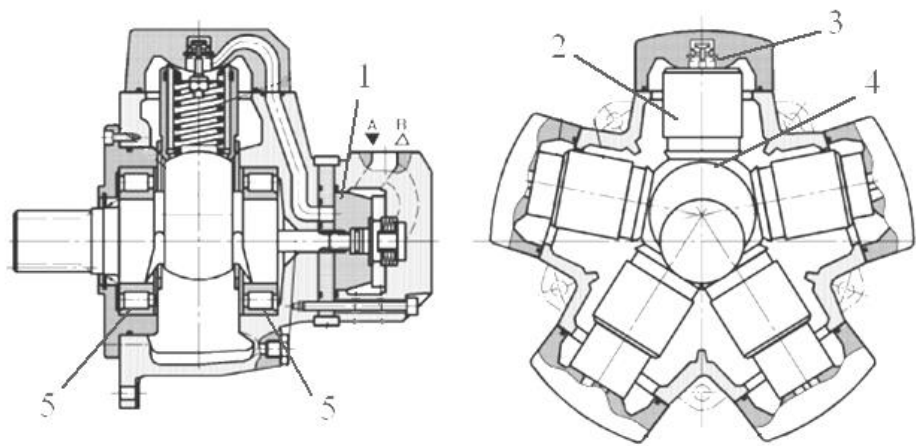


Рисунок 2.9- Радіально-поршневий високомоментний гідромотор.

Таблиця 2.1 - Технічні характеристики гідромотора

Марка	Об'єм робочої камери, $см^3$	Частота обертання, об/хв	Тиск на вході МПа	Гідромеханічний ККД	Об'ємний ККД	Маса
МР-0,16/10	160	8-240	12	0,86	0,95	77

На рис. 2.9 зображено високомоментний гідромотор серійного виробництва який складається з п'яти телескопічних циліндрів 2, які з'єднані з корпусом та ексцентриковим валом шарнірами 3 та 4. Ексцентриковий вал закріплений на двох підшипниках 5. Робоча розподіляється між циліндрами за допомогою системи розподільників 1.

Загальний ККД приведенного гідромотору η_3^{cm} складається з добутку ККД гідромеханічного η_{2M} та об'ємного η_o .

$$\eta_3^{cm} = \eta_{2M} \cdot \eta_o. \quad (2.16)$$

Гідромеханічний ККД складається з гідравлічних втрат в розподільниках та механічних втрат в парах тертя.

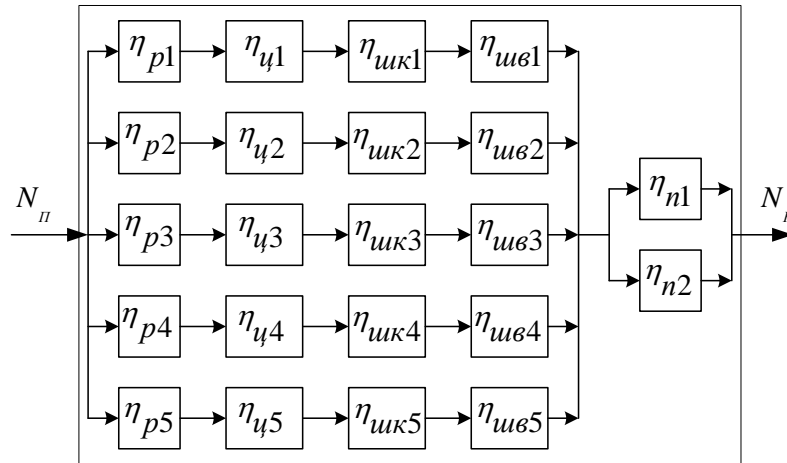


Рисунок 2.10 - Структурно-функціональна схема гідромотора МР-0,16/10.

Скориставшись відомими методами визначення ККД системи з паралельним та послідовним з'єднанням елементів [97] та структурно-функціональною схемою рис. 2.10, визначимо гідромеханічний ККД.

$$\eta_{2M} = \left(\frac{(\eta_{p1} \cdot \eta_{ц1} \cdot \eta_{шк1} \cdot \eta_{шв1}) + (\eta_{p2} \cdot \eta_{ц2} \cdot \eta_{шк2} \cdot \eta_{шв2}) + (\eta_{p3} \cdot \eta_{ц3} \cdot \eta_{шк3} \cdot \eta_{шв3}) + (\eta_{p4} \cdot \eta_{ц4} \cdot \eta_{шк4} \cdot \eta_{шв4}) + (\eta_{p5} \cdot \eta_{ц5} \cdot \eta_{шк5} \cdot \eta_{шв5})}{5} \right) \cdot \left(\frac{\eta_{n1} + \eta_{n2}}{2} \right) \quad (2.17)$$

де - η_p - ККД розподільника, $\eta_p = 0,97$;

$\eta_ц$ - ККД циліндра, $\eta_ц = 0,96$;

$\eta_{шк}$ - ККД шарніра кріплення циліндра до корпусу, $\eta_{шк} = 0,97$;

$\eta_{шв}$ - ККД шарніра з'єднання циліндра з валом, $\eta_{шв} = 0,97$;

η_{n1}, η_{n2} - ККД підшипників вала, $\eta_{n1} = \eta_{n2} = 0,98$.

Виконавши математичні перетворення з урахуванням однотипності елементів, формула визначення гідромеханічного ККД приймає вигляд

$$\eta_{zm} = \eta_p \cdot \eta_{\zeta} \cdot \eta_{шк} \cdot \eta_{шв} \cdot \eta_n \quad (2.18)$$

Результати розрахунку

$$\eta_{zm} = 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 0,89$$

Загальний ККД гідромотора

$$\eta_3^{cm} = 0,86 \cdot 0,95 = 0,82$$

Отримані результати гідромеханічного та загального ККД за приведеним методом їх визначення відповідає паспортним даним приведенного гідромотору з похибкою 10%.

2.3 Методи визначення параметрів низькооберткових високомоментних гідромоторів на базі циліндрів

Основні залежності для визначення параметрів мотора та циліндрів у складі НВГ базуються на системному підході, згідно з яким впливає закон рівності енергій з урахуванням загального ККД мотора.[] Математично його можна записати так

$$N_{II} = N_K / \eta_{заг} \quad (2.19)$$

На основі закономірності (1.10) для відомої конструкції НВГ на базі циліндрів визначено параметри циліндрів, залежності (1.1...1.5), що свідчить про доцільність застосування цього закону при розробленні нових конструкцій НВГ на базі циліндрів.

2.4. Параметри живлення циліндрів у складі мотора

Аналіз можливостей кінематичного функціонування наведеного на рис.1.10 виконаний з припущенням, що з'єднання штоків реалізовано подібно

з'єднанню шатунів зіркоподібного двигуна внутрішнього згорання [65-68], наведеного на рис. 2.12. Таким чином, шток гідроциліндра 2 шарнірно з'єднаний з кривошипом 4, а штоки циліндрів 1 і 3 шарнірно з'єднані з шарніром циліндра 2.

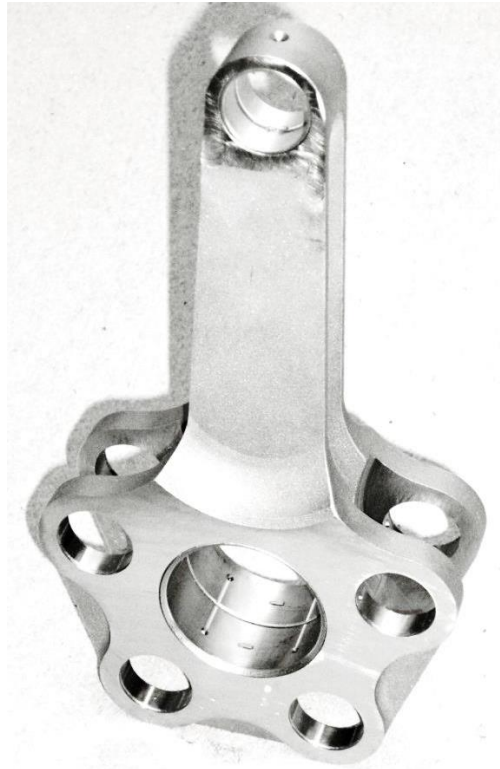


Рисунок 2.11 – Шатун зіркоподібного двигуна внутрішнього згорання.

Зображені кінематичні схеми при різних положеннях вихідного вала рис. 2.12, показують утворення кутів відхилення β та ϕ циліндрів 1 та 3 відповідно, від осі кривошипа. Величина кутів відхилення залежить від величини ексцентриситету вала, при збільшенні кути збільшуються, утворюючи момент сили від циліндрів 1 та 3 на шарнірі циліндра 2. Також наявність кутів відхилення свідчить про зменшення зусиль циліндрів 1 та 3 діючих на кривошип.

На основі кінематичних схем рис. 2.12 визначені траєкторії переміщення точок закріплення штоків гідроциліндрів рис. 1.13. Лінії 1', 2', 3' описують траєкторію руху точок закріплення циліндрів 1, 2, 3 відповідно та показують їх

відмінність. Рух точки закріплення штока циліндра 2 описує коло, циліндри 2 і 3 – еліпс, саме який призводить до складності створення системи управління циліндрами у складі мотора та його реалізації.

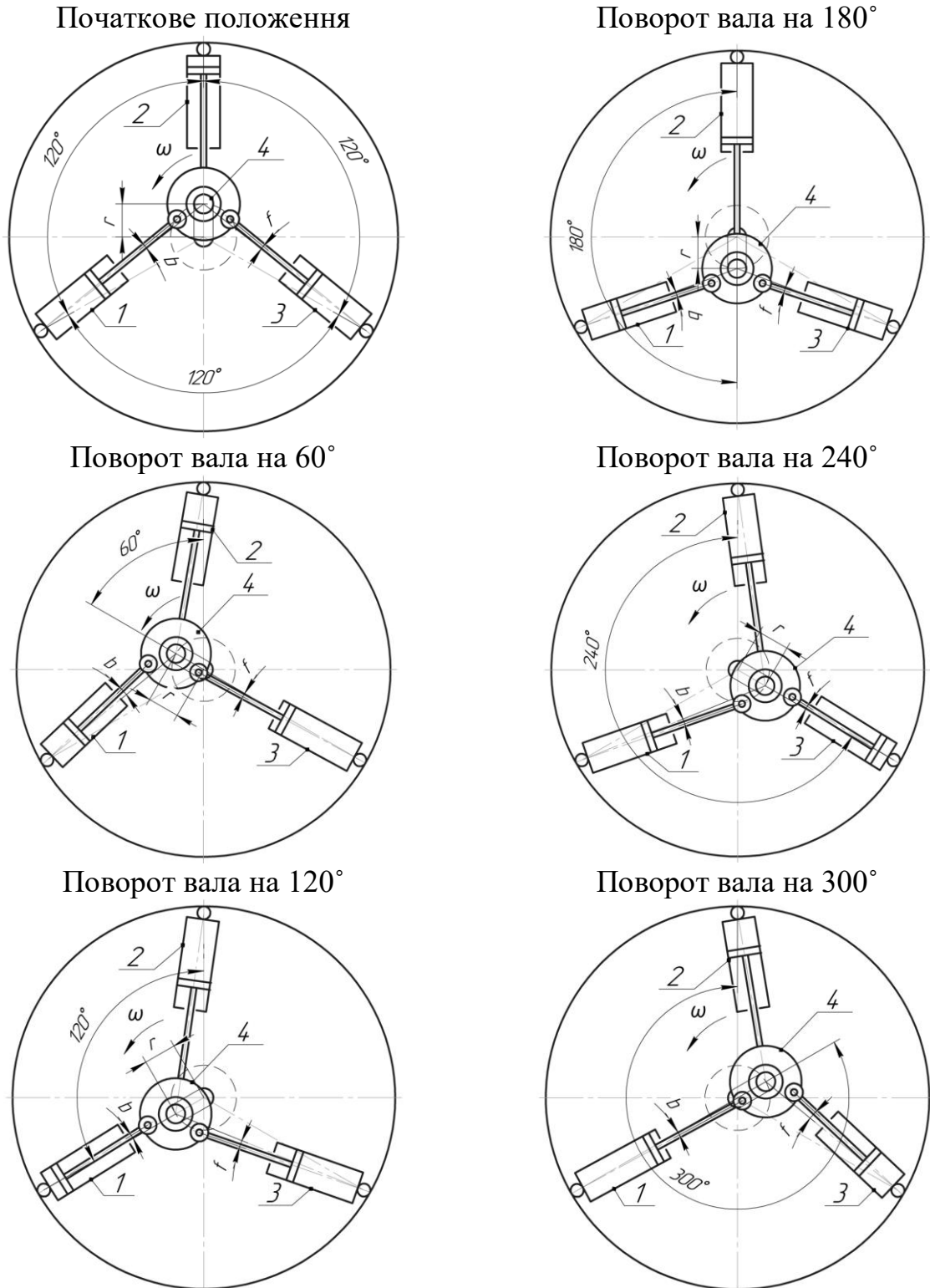


Рисунок 2.12 - Кінематичні залежності переміщення елементів гідромотору при обертанні вихідного вала

Для забезпечення ефективної роботи мотора, тобто забезпечення стабільності обертового руху кожного із циліндрів НВГ, вони потребують рівномірного розподілу гідравлічної енергії для кожного з них при дії змінних навантажень на вал мотора в складі механізмів БКВРМ.

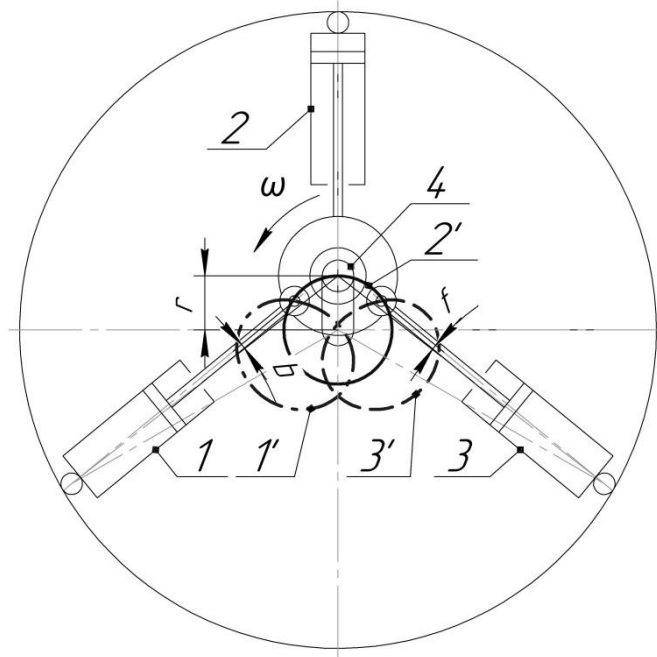


Рисунок 2.13 – Траєкторія руху точок закріплення штоків циліндрів гідромотора.

Однак для гідросистем досягти однакового за величиною підведення енергії для систем з кривошипним механізмом є складним. Тому для розгляду цього явища запропонована гіпотеза, яка сприяє вирішенню цієї задачі і дослідженню цього процесу для забезпечення стабільності розподілу енергії при функціонуванні НВГ на базі циліндрів.

2.5. Визначення втрат в гідравлічній системі гідромотора

Основними типами з'єднання елементів сучасних гідросистем є трубне, стикове та модульне. Застосування зворотних клапанів, як показують відомі дослідження з трубним з'єднанням, також забезпечує процес скоординованого

руху штоків циліндрів. Однак, такому з'єднанню притаманні значні гідромеханічні втрати. Зменшення цих втрат на основі застосування нових підходів до характеру з'єднання гідрозамків у системі НВГ сприяло б підвищенню загального ККД мотора.

Застосування стикового з'єднання елементів дозволяє зменшити довжини трубопроводів. Гідрравлічні втрати в трубопроводах визначаються за відомою залежністю:

$$h_L = \lambda \cdot \frac{L \cdot v^2}{d \cdot 2 \cdot g}, \quad (2.20)$$

де λ - коефіцієнт Дарсі, коефіцієнт гідрравлічних втрат; L – довжина трубопровода, м; d - діаметр трубопровода, м; v – середня дійсна швидкість руху рідини в трубопроводі, м/с; g – прискорення вільного падіння.

Математичний аналіз залежності (2.20) показує що зменшення довжини трубопроводів призводить до пропорційного зменшення гідрравлічних втрат в гідросистемі. На основі цього застосування стикового з'єднання елементів системи управління циліндрами у складі НВГ призведе до мінімальних втрат робочої рідини.

2.6 Методологія проведення експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження базуються на відомих методах [120-124] їх планування та підтвердження їх достовірності.

Основним показником достовірності результатів дослідів є точність вимірювання яка оцінюється абсолютною Δ та відносною Δ_1 похибками

$$\Delta = y - a, \quad (2.21)$$

$$\Delta_1 = \pm \frac{\Delta}{y} \cdot 100\%, \quad (2.22)$$

де y – значення вимірюваної величини, отримане більш точним приладом

a - значення приладу, отримане приладом який використовується при даних вимірах.

Таблиця 2.2 - Граничні похибки при різних способах вимірювань

Спосіб застосування, інструмент, прилад	Предельная погрешность, %
Сталева 20-метрова стрічка	0,2 – 0,3
Планіметри лінійні і полярні	0,4 – 0,7
Тахометри відцентрові	0,4 – 2,5
Тахогенератори	2,5 – 4
Ваги:	
Торгові та автомобільні	0,8 – 1,2
технічні	0,1 – 0,2
аналітичні	0,0001 – 0,1
Динамометри:	
пружинні	1 – 3,5
гідрравлічні	0,7 – 2
електричні (без зусилля)	0,2 – 0,5
Ртутні манометри	1 – 2,5
Стандартні секундоміри	0,4 – 0,7
Термоелектричні перетворювачі (без підсилювача)	0,5 – 2,5
Термометри:	
ртутні технічні	0,3 – 2
напівпровідникові	0,1 – 1
Запис осцилограм при посиленні	1,5 – 4,5
Пневматичні масляні калібратори	1–8

Значення величини вимірюють з похибкою Δ , таким чином кожне вимірювання можуть відрізнятися на цю величину. За кількістю виконаних первинних дослідів визначається середня величина вимірювання

$$y = (y_1 + y_2 + \dots + y_n) / n. \quad (2.23)$$

Точність результатів характеризує середньоквадратичне відхилення

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y)^2}{n - 1}}. \quad (2.24)$$

Результати вимірювань визначаються формулою,

$$y = \bar{y} \pm \Delta\sigma. \quad (2.25)$$

За результатами вимірювань отримуємо залежність,

$$\Delta\sigma = \pm 3\sigma. \quad (2.26)$$

Таблиця 2.3 - Значення величини t

n	P			
	0,9	0,95	0,99	0,999
2	2,92	4,3	9,92	31,6
3	2,85	3,18	5,84	12,9
4	2,13	2,78	4,60	8,61
5	2,01	2,57	4,03	6,83
6	1,94	2,45	3,71	5,96
7	1,89	2,36	3,50	5,40
8	1,86	2,31	3,36	5,04
9	1,83	2,26	3,25	4,73
10	1,81	2,23	3,17	4,39
11	1,30	2,20	3,11	4,44
12	1,78	2,18	3,05	4,32
13	1,77	2,16	3,01	4,22
14	1,76	2,14	2,98	4,14
15	1,75	2,13	2,95	4,07

За результатами чисельного вирішення залежності (2.24) з таблиці 2.4 приймається необхідна кількість дослідів.

Результати вимірювань означають що з надійністю 0,997 дійсне значення буде знаходитись в діапазоні який визначається формулою

$$y = \bar{y} \pm 3\sigma. \quad (2.27)$$

Даним правилом можна користуватись для виключення грубих похибок при вимірах, не враховуючи результати для яких

$$\sigma_i > 3\sigma. \quad (2.28)$$

Для заданої точності й надійності результатів вимірювань кількість дослідів визначається ітераційним методом за формулою

$$n = \frac{t^2 \cdot \sigma^2}{\Delta^2}. \quad (2.29)$$

де t – норма яка гарантує вірогідність відхилення середньої малої вибірки від середньої генеральної сокупності.

Визначення величини t при заданій найності P та числом дослідів n відбувається за даними наведеними в таб. 2.3.

Таблиця 2.4 - Необхідна кількість дослідів

Похибка	Надійність			
	0,9	0,95	0,99	0,999
3σ	2	3	4	5
2σ	3	4	8	7
1σ	5	7	11	17
$0,5\sigma$	13	18	31	50
$0,3\sigma$	32	46	78	127
$0,1\sigma$	273	387	668	1089
$0,05\sigma$	1084	1540	2659	9338
$0,01\sigma$	27161	38416	36358	108307

Приведений метод дозволяє провести експериментальні дослідження НВГ на базі циліндрів з достатньою кількістю повторювань

2.7 Техніко-економічні характеристики вантажопідйомного механізму

Застосування низькообертового високомоментного гідромотора на базі циліндрів передбачається в механізмі типу ТЭ-320-51120-01.

Технічні характеристики вантажного механізму який підлягає модернізації наведені в таб. 2.5.

Таблиця 2.5 – Технічні характеристики механізму ТЭ-320-51120-01

№ п/п	Характеристика	Значення
1	Вантажопідйомність, Q, т	3.2
2	Висота підймання вантажу, м	12
3	Швидкість підймання вантажу, v, м/с	0.13
4	Електродвигун: - тип - потужність, кВт	4АСВ-132-АИЭ 6
5	Електромагніт гальмівного пристрою - потужність, кВт	МИС-5100М 0.8

Наведений механізм за паспортними даними виготовлений у 1982 р., більшість характеристик елементів відсутні. Таким чином прийнято допущення що характеристики окремих елементів подібні до відомих аналогів.

Для порівняння механізмів стандартної конструкції з конструкцією механізма з застосуванням НВГ на базі циліндрів прийнятий загальний їх ККД. Це показує що для визначення загального ККД стандартної конструкції необхідно прийняти значення ККД окремих складових механізма.

Електродвигуни для вантажних механізмів відрізняються від стандартних а саме режимами роботи. В більшості випадків для таких механізмів застосовуються електродвигуни серій МТН, МТФ, МТФ, ДМТФ, 5МТН, 4МТН, АМТФ [125-130].

Таблиця 2.6 – Технічна характеристика електродвигуна

Тип двигуна	Потужність, кВт	Частота обертання, об/хв	ККД, %	Мпуск/Мном кН	Маса, кг
132S6	6,3	1000	76	2,7	68

Аналіз редукторів з передаточним числом близьким до $i = 74$, показав рівень ККД в діапазоні $\eta_{\text{ред}} = 0,58...0,95$.

Вантажопідйомне обладнання обов'язково оснащено гальмівними пристроями, які в свою чергу споживають електричну енергію під час переміщення вантажу. Рівень споживання змінюється в залежності від режиму роботи та кількості включень [131-133], рівень споживання $N_r = 0,05...6,8$ кВт.

Висновки

Засотсовуючи методи дослідження поршневих насосів, а саме залежності які визначають характер зміни швидкості поршнів їх прискорення визначено загальну характеристику подачі робочої рідини для насосів з парною кількістю циліндрів. Враховуючі можливість роботи об'ємних гідромашин функціонувати як в режимі насоса так і в режимі мотора, відомі залежності можна застосувати для дослідження НВГ з застосуванням парної кількості циліндрів.

Розглядаючи будови як стандартних моторів так і НВГ на базі циліндрів з'ясовано що до їх складу входять елементи які з'єднані послідовно та паралельно тим самими утворюють змішане з'єднання елементів. На цій основі створена структурно-функціональна схема гідромотору серійного виробництва. На основі цього визначено та порівняно ККД мотора з паспортними даними які зівпадають з похибкою 10%.

Застосування стикового та модульного з'єднання елементів гідросистеми НВГ дозволить зменшити загальну довжину трубопроводів та як наслідок втрати рідини.

3 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НИЗЬКООБЕРТОВИХ ВИСОКОМОМЕНТНИХ ГІДРОМОТРІВ НА БАЗІ ЦИЛІНДРІВ

3.1 Низькообертотий високомоментний гідромотор з застосуванням парної кількості циліндрів

Базуючись на основі відомих конструктивних рішень НВГ на базі циліндрів, та враховуючи їх недоліки, запропонована вперше конструкція НВГ з парним включенням циліндрів [134-140] наведена на рис. 3.1. Така конструкція дозволяє максимально використовувати робочі порожнини циліндрів.

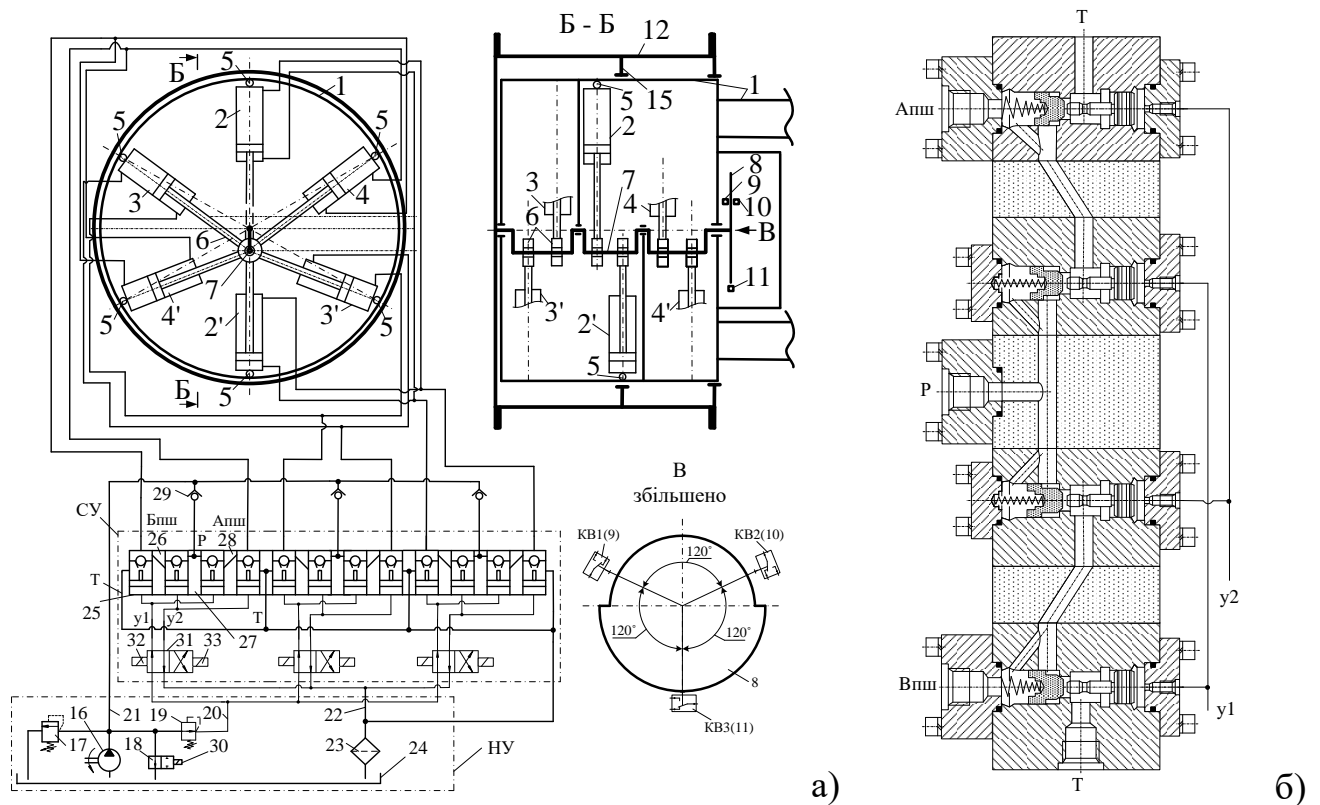


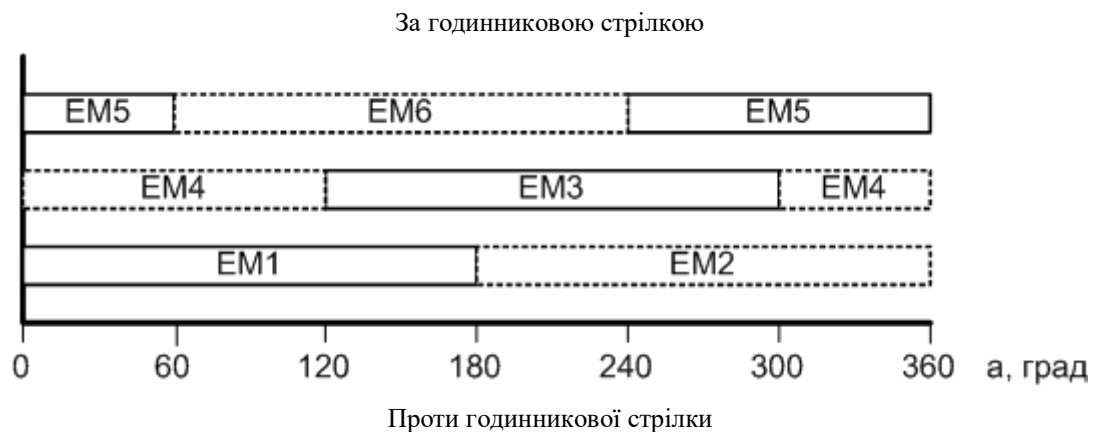
Рисунок 3.1 – НВГ з на базі трьох пар циліндрів:

а – гідрокінематична схема НВГ; б – конструктивне рішення складової СУ.

Запропонована конструкція обумовлює парну кількість циліндрів механічно зєднаних штоками на кривошипі та гідравлічне з'єднання різнойменних поронин циліндрів. Запропонована система управління (СУ) складається з дванадцяти зворотніх клапанів з гідравлічним управлінням. Управління якими відбувається за допомогою стандартних двопозиційних чотирьохлінійних гідро розподільників з електроуправлінням.

Робоча рідина з бака 24 подається в напірну магістраль насосом 18, яка розділяється на головну та управляючу систему. В початковому положенні розподільника 31 відкриваються зворотні клапани 25, 27 робоча рідина з основної робочої магістралі поступає до робочих порожнин циліндрів поршневої циліндра 3 та штокової циліндра 3' відповідно. При зміні положення розподільника 31 рідина подається в штокову порожнину циліндра 3' та штокову циліндра 3. Робота циліндрів 2, 2', 4, 4' відбувається однаково циліндрам 3 та 3'.

На основі циклів роботи циліндрів у складі НВГ створена циклограма їх роботи, наведена на рис. 3.2.



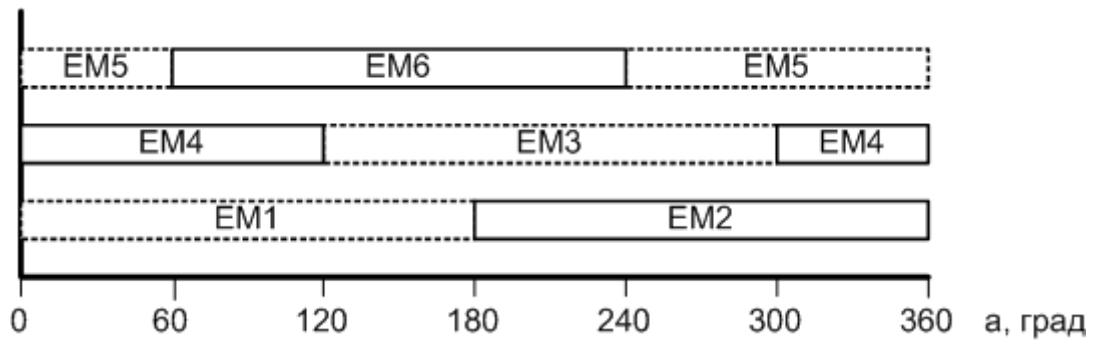


Рисунок 3.2 – Циклограми роботи циліндрів у складі НВГ за один оберт.

На основі циклограми роботи циліндрів при обертанні вала НВГ запропонована електрична схема управління електромагнітами ЕМ1...ЕМ6 розподільників 31. Схемне її виконання наведено на рис. 3.3. Електрична схема забезпечує управління СУ для забезпечення безперервного обертання вала та його реверсування. На вихідному валу передбачається встановлення одного ексцентрика виступ якого розміщений з однією парою циліндрів. кінцеві перемикачі КВ1..КВ3 розміщуються рівномірно по колу відповідно встановлених циліндрів. Для реверсування напрямку обертання створено блок реверсування (БР) який складається з логічних елементів або. Для реверсування, зміни послідовності роботи електромагнітами, застосовано шість логічних елементів, зміна послідовності роботи відбувається одночасним їх перемиканням.

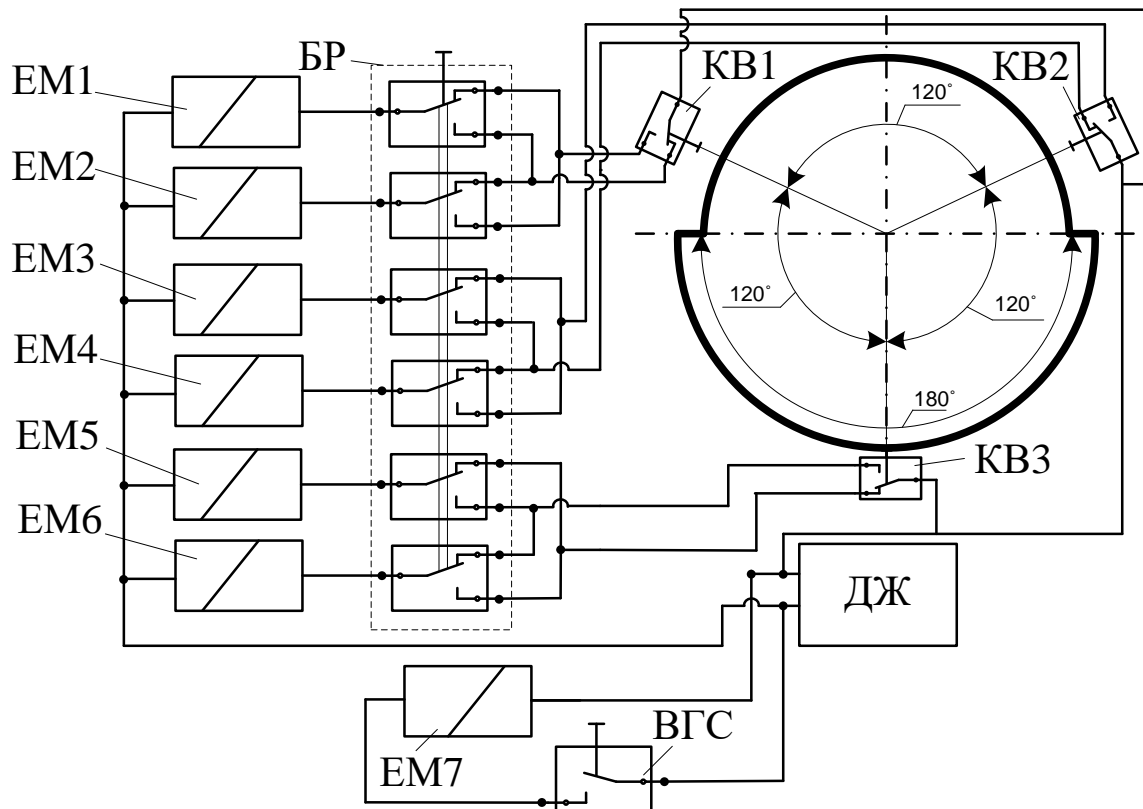


Рисунок 3.3 – Електрична схема системи управління НВГ на базі циліндрів.

За вмикання самої гідросистеми відповідає електромагніт EM7 гідророзподільника 18, який управляється вимикачем гідросистеми. Живлення приведеної електричної системи вібувається від джерела живлення (ДЖ), яке включається до джерела живлення насоса.

3.2 Визначення ККД низькооберткових високомоментних гідромоторів на базі циліндрів

Визначення основних параметрів циліндрів та гідромотора на базі трьох пар гідроциліндрів базується на принципі рівності потужності [141-146] за формулою (2.19) з урахуванням будови мотора згідно структурно-функціональної схеми, наведеної на рис. 3.4.

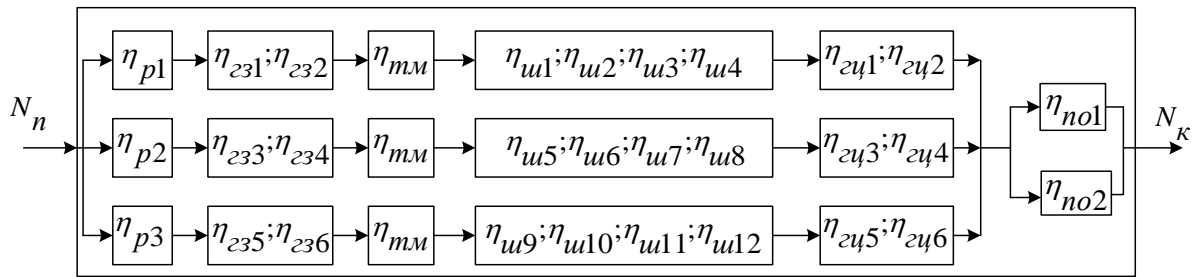


Рисунок 3.4 – Структурно-функціональна схема низькообертового високомоментного гідромотора на базі трьох пар циліндрів.

При цьому враховуються особливості з'єднання складових елементів мотора в результаті чого згідно із структурною схемою підпадає під визначення загального ККД мотора згідно однією з формул (2.13) або (2.14). На підставі цих формул отримано вперше залежність для визначення загального ККД НВГ при використанні трьох пар циліндрів, яка має вигляд

$$\eta_{\Sigma M} = \left(\frac{\left(\eta_p \cdot \eta_{z3}^i \cdot \eta_{mm} \cdot \eta_u^{2j} \cdot \eta_{zu}^j \right)}{3} + \frac{\left(\eta_p \cdot \eta_{z3}^i \cdot \eta_{mm} \cdot \eta_u^{2j} \cdot \eta_{zu}^j \right)}{3} + \frac{\left(\eta_p \cdot \eta_{z3}^i \cdot \eta_{mm} \cdot \eta_u^{2j} \cdot \eta_{zu}^j \right)}{3} \right) \cdot \left(\frac{\eta_{no1} + \eta_{no2}}{2} \right), \quad (3.1)$$

де η_p – ККД одного золотникового розподільника; η_{z3} – ККД одного зворотного клапана з гідруправлінням (гідрозамок); i – кількість гідрозамків для управління однією парою гідроциліндрів, з'єднаних механічно штоками один з одним, $i=2$; j – параметр, що враховує механічне з'єднання штоків і одночасно гідравлічне з'єднання їхніх різнойменних порожнин, $j=2$; η_{zu} – гідромеханічний ККД циліндра; η_{mm} – ККД трубопроводу на ділянці управління парою циліндрів, з'єднаних штоком один з одним; η_u – ККД шарнірів, що забезпечують з'єднання циліндрів у складі НВГ; η_{no} – ККД підшипників, розташованих на кривошипному валу гідромотора.

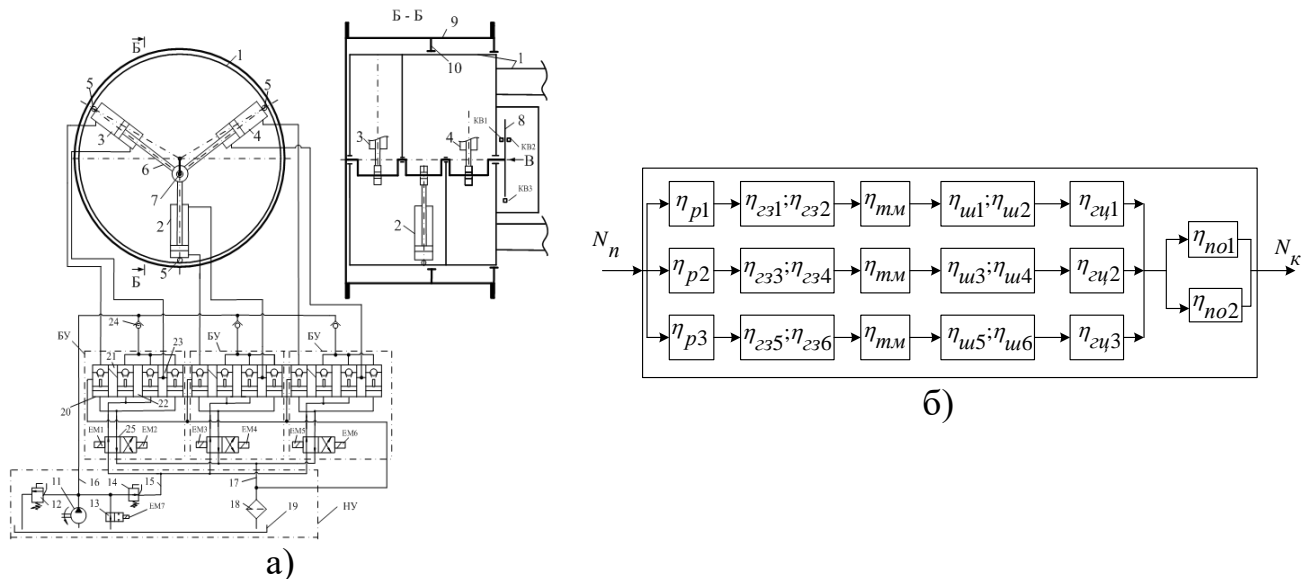


Рисунок 3.5 – Гідромоторв з застосуванням трьох циліндрів:
а – гідро-кінематична схема; б – структурно-функціональна схема.

Враховуючи конструктивне рішення НВГ на базі трьох циліндрів рис. 1.5 а та наведене рішення гідророзподільника рис. 1.5 б створена гідро-кінематична схема для гідромоторів такого типу. На цій основі створена структурно-функціональна схема НВГ для розрахунку його загального ККД.

На підставі отриманої залежності (3.1) з використанням структурно-функціональної схеми рис. 3.5 б), визначається також загальний ККД НВГ з використанням з'єднання тільки трьох циліндрів у складі мотора.

Величина загального ККД за залежністю (3.1) для трьох пар циліндрів складає $\eta_{\text{зм}}^6 = 0,74$. Для НВГ, у складі якого три циліндри, величина загального ККД за залежністю (3.1) складає $\eta_{\text{зм}}^3 = 0,79$.

Використовуючи залежності (1.1) і (3.1) визначено вперше діаметр поршня циліндрів D_n з механічним з'єднанням їхніх штоків і гідравлічним з'єднанням їхніх різнойменних порожнин у складі гідромотора за формулою, мм,

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{120 \cdot 10^6 \cdot N_k}{\pi \cdot (j - \varepsilon^2) \cdot P \cdot n_m \cdot Z \cdot kr \cdot \eta_{\text{зм}}}}, \quad (3.2)$$

де N_k – потужність корисна на валу гідромотора, кВт; P – тиск в гідросистемі, МПа; n_m – частота обертання вихідного вала гідромотора, об/хв.; Z – кількість пар циліндрів; ε – коефіцієнт відношення діаметра штока до діаметра поршня, і приймається в діапазоні 0,3 ... 0,95.

Діаметр штока циліндра d визначається формулою, мм,

$$d = D_n \cdot \varepsilon. \quad (3.3)$$

Величина переміщення S поршня циліндра в складі мотора визначається за формулою (1.3).

Об'єм робочої камери V_k НВГ на базі трьох пар циліндрів, см³/об,

$$V_{kn} = \left(\frac{\pi D_n^2}{4} (k_n - \varepsilon^2) \cdot Z \cdot k_n \cdot S \right) / 1000. \quad (3.4)$$

За результатами розрахунку можна перевірити отримані величини, що прийняті як відомі за такими залежностями:

- крутний момент на валу гідромотора, Нм,

$$M_{kp} = \frac{V_{kn} \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot 1000}; \quad (3.5)$$

- потужність на валу гідромотора, кВт,

$$N_k = \frac{V_k \cdot P \cdot n_m}{60000}. \quad (3.6)$$

3.3 Кінематичні залежності переміщення поршнів гідромотора

Для перевірки отриманих параметрів використаємо розрахункову схему згідно якої, за допомогою математичної моделі, отримаємо залежності переміщення поршнів в залежності від кута повороту вихідного вала.

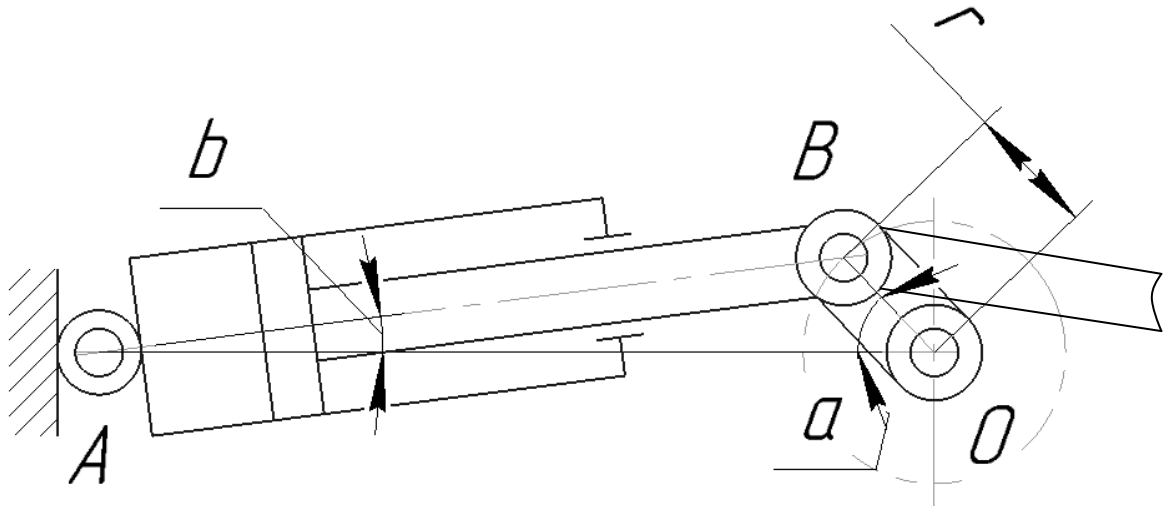


Рис. 3.6 – Спрощена розрахункова схема

Максимальне переміщення поршня визначається за залежністю

$$x = (AB_{\max} - AB_{\min}) = 2 \cdot r, \quad (3.7)$$

де AB – максимальне та мінімальне міжцентрове значення гідроциліндра.

При обертанні кривошипу миттєва величина AB_{MG} визначається залежністю

$$AB_{MG} = \int_0^{2\pi} \sqrt{AO^2 + OB^2 - 2 \cdot AO \cdot OB \cdot \cos(\alpha)} \cdot d\alpha \quad (3.8)$$

Переміщення поршня

$$\Delta x = AB_{MG} - AB_{\min} \quad (3.9)$$

Для гідромотора з трьома парами гідроциліндрів переміщення поршнів буде визначатись залежностями:

- для першого поршня

$$AB_{MG1} = \int_0^{2\pi} \sqrt{AO^2 + OB^2 - 2 \cdot AO \cdot OB \cdot \cos(\alpha)} \cdot d\alpha, \quad (3.10)$$

$$\Delta x_1 = AB_{MG1} - AB_{\min1}; \quad (3.11)$$

- для другого розташованого назустріч через 180°

$$AB_{MG2} = \int_0^{2\pi} \sqrt{AO^2 + OB^2 - 2 \cdot AO \cdot OB \cdot \cos(180 + \alpha)} \cdot d\alpha, \quad (3.12)$$

$$\Delta x_2 = AB_{MG2} - AB_{\min 2}; \quad (3.13)$$

- для третього розташованого через 120°

$$AB_{MG3} = \int_0^{2\pi} \sqrt{AO^2 + OB^2 - 2 \cdot AO \cdot OB \cdot \cos(120 + \alpha)} \cdot d\alpha, \quad (3.14)$$

$$\Delta x_3 = AB_{MG3} - AB_{\min 3}; \quad (3.15)$$

- для четвертого розташованого через 300°

$$AB_{MG4} = \int_0^{2\pi} \sqrt{AO^2 + OB^2 - 2 \cdot AO \cdot OB \cdot \cos(300 + \alpha)} \cdot d\alpha, \quad (3.16)$$

$$\Delta x_4 = AB_{MG4} - AB_{\min 4}; \quad (3.17)$$

- для п'ятого розташованого через 240°

$$AB_{MG5} = \int_0^{2\pi} \sqrt{AO^2 + OB^2 - 2 \cdot AO \cdot OB \cdot \cos(240 + \alpha)} \cdot d\alpha, \quad (3.18)$$

$$\Delta x_5 = AB_{MG5} - AB_{\min 5}; \quad (3.19)$$

- для шостого розташованого через 420°

$$AB_{MG6} = \int_0^{2\pi} \sqrt{AO^2 + OB^2 - 2 \cdot AO \cdot OB \cdot \cos(420 + \alpha)} \cdot d\alpha, \quad (3.20)$$

$$\Delta x_6 = AB_{MG6} - AB_{\min 6}; \quad (3.21)$$

Отримані залежності показують переміщення поршнів в моторі.

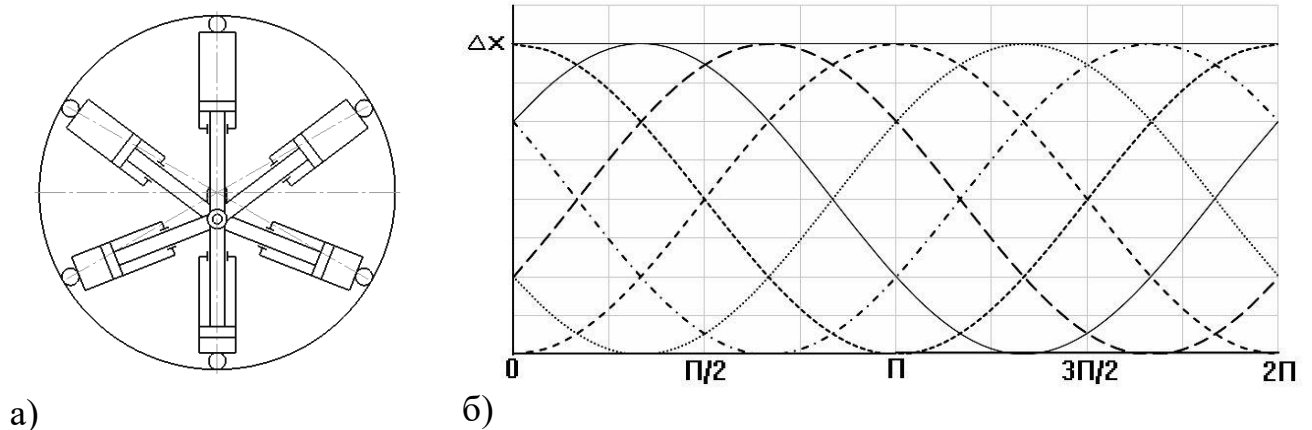


Рисунок 3.7 – Гідромотор на базі гідроциліндрів:

а – загальний вигляд; б – діаграма переміщення поршнів.

Графік залежності переміщення поршнів показує, що одночасно в крайніх точках знаходяться тільки два поршні гідроциліндрів розташованих на зустріч один до одного. Перекриття циклів свідчить про загальну нерівномірність обертання вихідного валу та нерівномірну швидкість переміщення поршня.

Швидкість переміщення поршнів визначається залежностями:

$$v_{n1} = dx/dt = r \cdot \sin(\alpha) \cdot (da/dt) = r \cdot \omega \cdot \sin(\alpha); \quad (3.22)$$

$$v_{n2} = dx/dt = r \cdot \sin(180 + \alpha) \cdot (da/dt) = r \cdot \omega \cdot \sin(180 + \alpha); \quad (3.23)$$

$$v_{n3} = dx/dt = r \cdot \sin(120 + \alpha) \cdot (da/dt) = r \cdot \omega \cdot \sin(120 + \alpha); \quad (3.24)$$

$$v_{n4} = dx/dt = r \cdot \sin(300 + \alpha) \cdot (da/dt) = r \cdot \omega \cdot \sin(300 + \alpha); \quad (3.25)$$

$$v_{n5} = dx/dt = r \cdot \sin(240 + \alpha) \cdot (da/dt) = r \cdot \omega \cdot \sin(240 + \alpha); \quad (3.26)$$

$$v_{n6} = dx/dt = r \cdot \sin(420 + \alpha) \cdot (da/dt) = r \cdot \omega \cdot \sin(420 + \alpha). \quad (3.27)$$

Значення прискорення поршнів:

$$j_{n1} = d^2x/dt^2 = r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha); \quad (3.28)$$

$$j_{n2} = d^2x/dt^2 = r \cdot \omega^2 \cdot \cos(180 + \alpha); \quad (3.29)$$

$$j_{n3} = d^2x/dt^2 = r \cdot \omega^2 \cdot \cos(120 + \alpha); \quad (3.30)$$

$$j_{n4} = d^2x/dt^2 = r \cdot \omega^2 \cdot \cos(300 + \alpha); \quad (3.31)$$

$$j_{n5} = d^2x/dt^2 = r \cdot \omega^2 \cdot \cos(240 + \alpha); \quad (3.32)$$

$$j_{n6} = d^2x/dt^2 = r \cdot \omega^2 \cdot \cos(420 + \alpha). \quad (3.33)$$

Значення миттєвого крутного моменту на вихідному валу гідромотору, буде складатись з суми крутних моментів від кожного гідроциліндра

$$M_M = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5 + M_6, \quad (3.34)$$

де $M_1 \dots M_6$ – крутний момент створюєий окремим циліндром

$$M_1 = \int_0^{\pi} F_{HP} \cdot r \cdot \sin(\alpha) d\alpha + \int_{\pi}^{2\pi} F_{3B} \cdot r \cdot \sin(\alpha) d\alpha, \quad (3.35)$$

$$M_2 = \int_0^{\pi} F_{3B} \cdot r \cdot \sin(180 + \alpha) d\alpha + \int_{\pi}^{2\pi} F_{HP} \cdot r \cdot \sin(180 + \alpha) d\alpha, \quad (3.36)$$

$$M_3 = \int_0^{\pi} F_{HP} \cdot r \cdot \sin(120 + \alpha) d\alpha + \int_{\pi}^{2\pi} F_{3B} \cdot r \cdot \sin(120 + \alpha) d\alpha, \quad (3.37)$$

$$M_4 = \int_0^{\pi} F_{3B} \cdot r \cdot \sin(300 + \alpha) d\alpha + \int_{\pi}^{2\pi} F_{1P} \cdot r \cdot \sin(300 + \alpha) d\alpha \quad (3.38)$$

$$M_5 = \int_0^{\pi} F_{1P} \cdot r \cdot \sin(240 + \alpha) d\alpha + \int_{\pi}^{2\pi} F_{3B} \cdot r \cdot \sin(240 + \alpha) d\alpha \quad (3.39)$$

$$M_6 = \int_0^{\pi} F_{3B} \cdot r \cdot \sin(420 + \alpha) d\alpha + \int_{\pi}^{2\pi} F_{1P} \cdot r \cdot \sin(420 + \alpha) d\alpha \quad (3.40)$$

де F_{1P}, F_{3B} - зусилля на штокові гідроциліндра при прямому та зворотному рухові поршня.

Використовуючи приведені вище теоретичні залежності запропоновані закономірності:

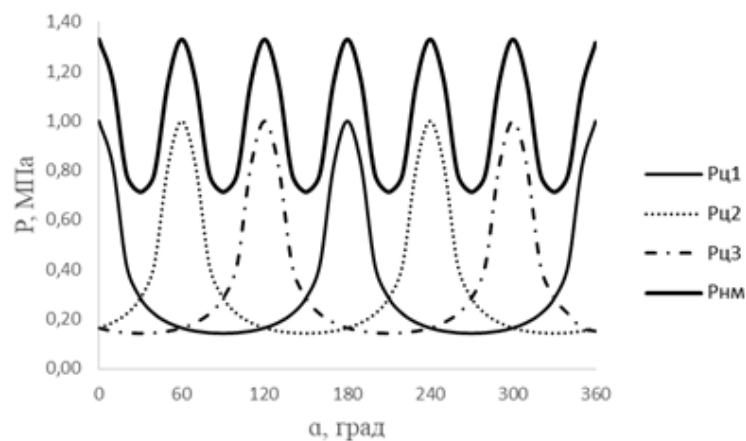
- зміни тиску рідини в напірній магістралі P_n гідромотора від положення кривошипа визначаються за формулою, МПа,

$$P_n = (2 \cdot N_k) / (V_{kn} \cdot D_n \cdot \left| \left(\sin \alpha + \sin \left(\alpha + \frac{2\pi}{3} \right) + \sin \left(\alpha + \frac{4\pi}{3} \right) \right) \right|) \quad (3.41)$$

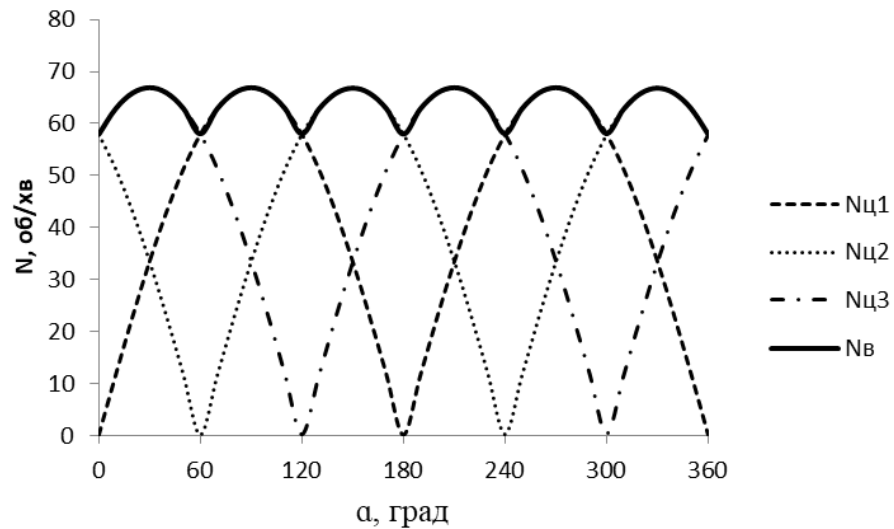
- зміни частоти обертання n_{mn} вихідного вала НВГ на базі циліндрів визначається, об/хв,

$$n_{mn} = Q_m \cdot \left| \left(\sin \alpha + \sin \left(\alpha + \frac{2\pi}{3} \right) + \sin \left(\alpha + \frac{4\pi}{3} \right) \right) \right| / (V_{kn} \cdot k_{kd}). \quad (3.42)$$

Отримані залежності (3.41) і (3.42) дозволяють визначити характер зміни тиску рідини та частоти обертання в залежно від положення вала НВГ на базі циліндрів.



а)



б)

Рисунок 3.8 – Характеристики роботи мотора:

а – зміна тиску в напірній магістралі; б – зміна частоти обертання вала.

Чисельні розрахунки залежностей (3.41), (3.42) дозволили побудувати графіки рис. 3.8. Які показують теоретичний характер зміни тиску рідини рис.3.8 а) та характер частоти обертання вихідного вала рис 3.8 б), який відповідний при функціонуванні мотора на базі трьох циліндрів та на базі трьох пар циліндрів.

Висновки

Базуючись на відомих конструкціях НВГ на базі циліндрів, вперше запропонована конструкція з парною кількістю циліндрів, а три пари (шість циліндрів) які механічно з'єднані штоками на кривошипі при забезпеченні гідравлічного з'єднання різнойменних порожнин циліндрів розташованих на зустріч один до одного. Ця конструкція забезпечує максимальне використання робочих порожнин циліндрів. Для запропонованої конструкції можливе використання циліндрів з стандартними відношеннями діаметрів штока до поршня. При зменшенні якого досягається збільшення робочого об'єму при незмінних габаритних його розмірах. Створена СУ на базі зворотних клапанів з гідроуправлінням дозволяє відмовитись від застосування гальмівних пристроїв при застосуванні такого НВГ на базі циліндрів у складі вантажопідйомного механізму та механізму поворота платформи.

Наведена система управління скоординованим рухом штоків у складі мотора обумовлена роботою електричної системи, яка базується на положеннях кінцевих перемикачів. Взаємодія кінцевих перемикачів з встановленим ексцентриком дозволяє чітко забезпечити необхідний напрям руху вала НВГ.

На базі знання з'єднання складових елементів НВГ запропоновано залежність для визначення ККД мотора як системи. Яка дозволила визначити його загальний ККД з врахуванням системи управління.

На основі теорії поршневих насосів визначені залежності зміни характеру тиску та частоти обертання вала для НВГ з використанням трьох пар циліндрів.

4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОМОТОРА НА БАЗІ ГІДРОЦИЛІНДРІВ

4.1 Основні положення

Використовуючи приведену методологію проведення експериментальних досліджень, наведену у розділі 2.5, визначено трикратне повторювання дослідів.

Враховуючи подібність закономірностей функціонування моторів з трьома циліндрами та трьома парами циліндрів, для експериментальних досліджень прийнято моделі з трьома циліндрами. Робота циліндрів у складі мотора передбачає їх роботу тільки поршневыми порожнинами.

Для визначення взаємовпливу роботи циліндрів у складі мотора прийнято проведення одно факторних експериментальних досліджень.

4.2 Експериментальні дослідження моделі мотора з застосуванням електроцилідрів

Використання електроцилідрів значно спрощує створення моделі за рахунок їх незначних розмірів та незначної вартості. Головним чином створення мотора на базі електроцилідрів дозволяє використовувати електричний струм для живлення мотора, системи його керування та датчиків для дослідження процесів його роботи. При створенні фізичної моделі на базі гідроцилідрів необхідно перетворення електричної енергії в гідравлічну, для забезпечення живлення мотору та перетворювати гідравлічні сигнали датчиків в електричні в процесі дослідження.

Приведені теоретичні дослідження гідромотора показують рівність зусиль прямого та зворотного руху поршнів гідроцилідрів розташованих на зустріч один до одного при перехресному з'єднанні їх робочих порожнин. Електроциліндри відрізняються від гідравлічних рівністю сили на штокові при

прямому та зворотному рухові, що дозволяє зменшити їхню кількість в процесі створення моделі при збереженні теоретичних розрахунків. [147-150]

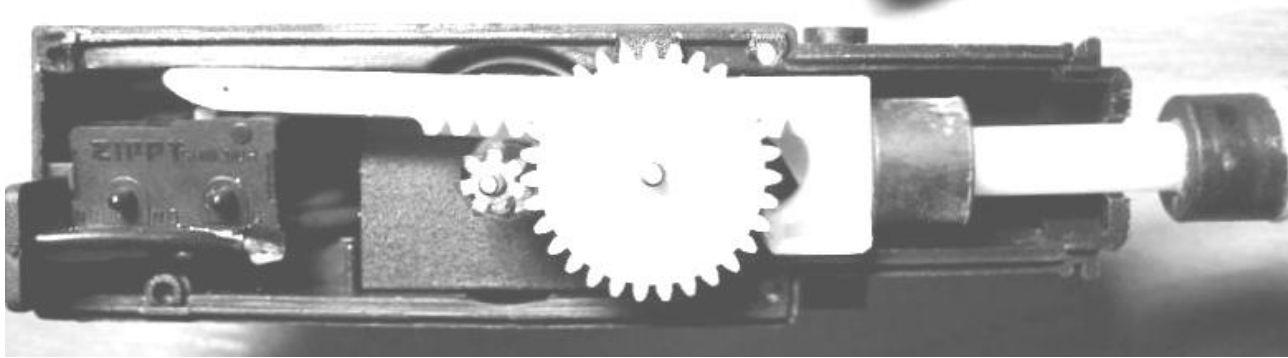
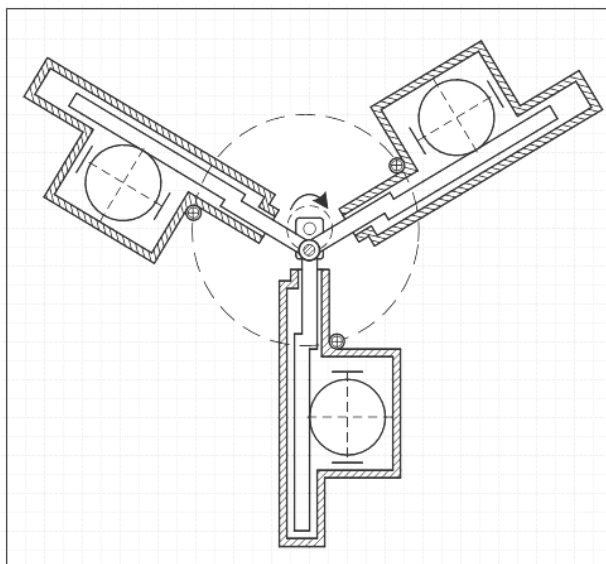
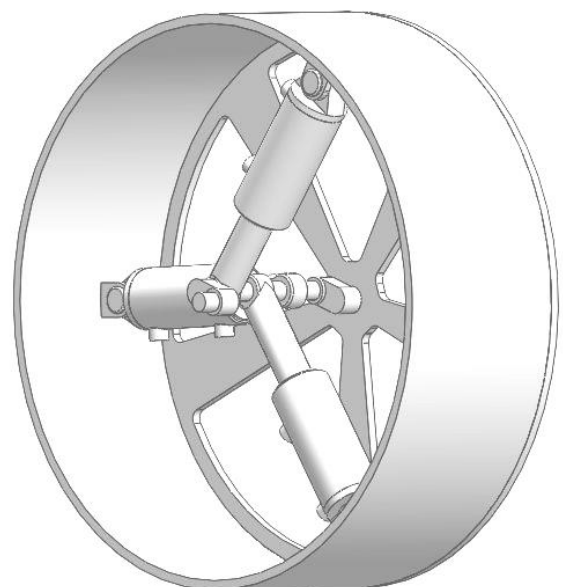


Рисунок 4.1 – Конструкція електроциліндра.

Переміщення штока електроциліндра відбувається шляхом перетворення електричної енергії в обертовий рух вихідного валу електродвигуна, який передає обертання на редуктор який перетворює обертальний рух в поступовий штока. Конструкція електроциліндра приведена на рис. 4.1 підтверджує заявлені виробником характеристики рівності зусиль на штокові при прямому та зворотному рухові. Таким чином для створення моделі гідромотора використаємо три електроциліндра з рівномірним розміщенням по колу.



а)



б)

Рисунок 4.2 – Модель мотора на базі електроциліндрів:

а – ескіз моделі; б – комп'ютерна модель мотора.

Для створення діючої фізичної моделі рис.4.2 розроблена комп'ютерна модель гідромотора на базі трьох гідроциліндрів. Створена комп'ютерна модель дозволила виявити похибки в процесі проектування мотору та спростити процес створення діючої моделі на базі електроциліндрів.

При перевірці працездатності роботи мотора на базі трьох електроциліндрів з управлінням в ручному режимі виявлено явища, а саме при проходженні крайніх положень електроциліндра відбувається гальмування обертів вихідного валу. Отримані візуальні дані та теоретичні графіки зміни крутного моменту. На цій основі розроблена автоматична система керування електроциліндрами ексцентрикового типу. Ексцентрик та схема встановлення перемикачів режимів розраховані з урахуванням циклів роботи електроциліндрів приведений на схемі рис. 4.3.

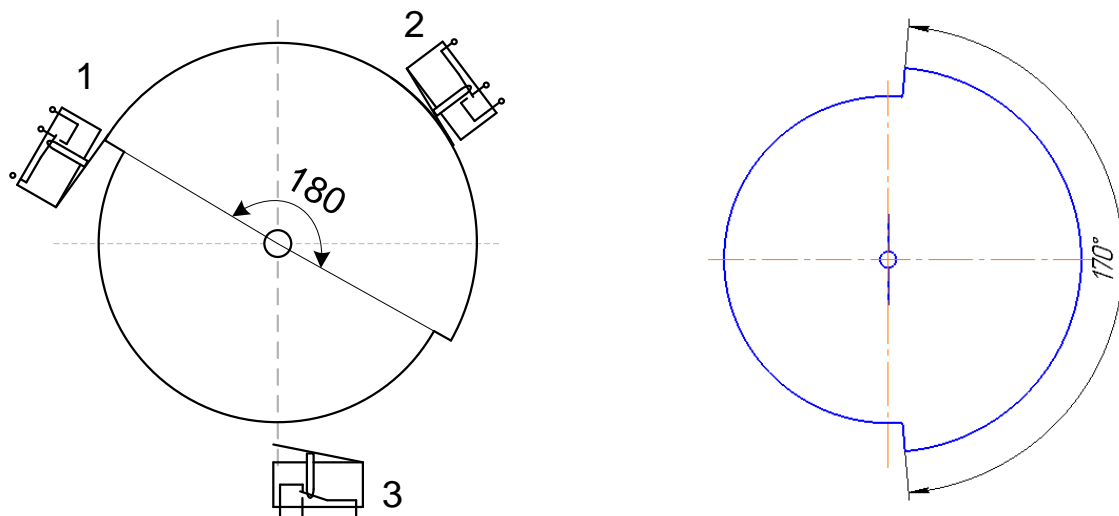


Рисунок 4.3 – Елементи системи управління:

а – розташування кінцевих перемикачів; б – ескіз ексцентриків .

Ідеальна довжина дуги ексцентрика для керування роботою електроциліндрів складає 180° , враховуючи отримані теоретичні дані зміни крутного моменту від положення вихідного валу, які показують незначний крутний момент в діапазоні від 5° до та після проходження крайніх положень поршня. Незначна зміна крутного моменту та його відсутність в крайніх

положеннях відповідає гальмуванню обертів вихідного валу, з метою підвищення рівномірності обертання та крутного моменту вихідного валу прийнято зменшити довжину дуги ексцентрика на 10° .

Для отримання безперервного руху вихідного валу створеного мотора необхідна автоматична система керування електроциліндрами. Для створення системи управління було використано блок живлення який перетворює змінний струм електричної мережі в постійний струм живлення електроциліндрів. Премікання режимів відбувається за допомогою мікроперемикачів типу D2F-01L2. Для розширення можливостей створеної моделі мотора розроблені блок безступеневого регулювання обертів вихідного валу та блок реверсування обертів.

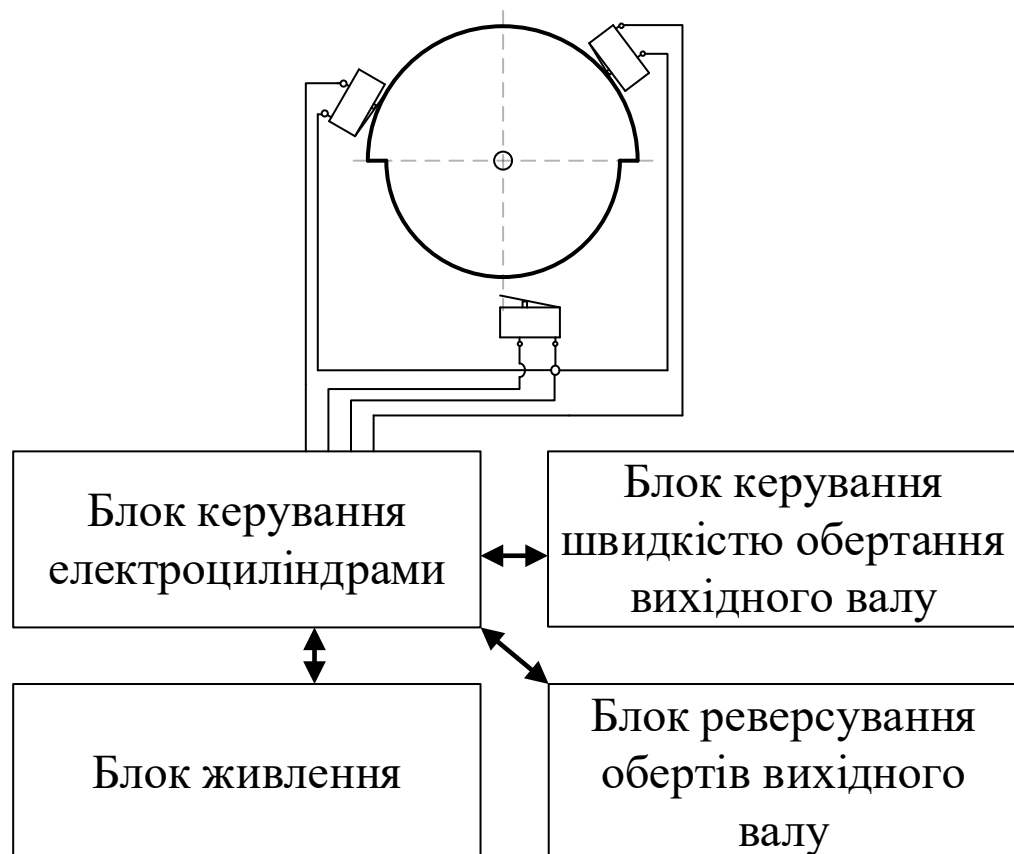


Рисунок 4.4 – Система керування мотором на базі електроциліндрів.

Створена система керування мотором на базі електроциліндрів рис.4.4 дозволяє обертання вихідного валу з заданими обертами та напрямком

обертання та надає можливість безступеневого регулювання обертів та зміни напрямку обертання в будь-якому положенні вихідного валу.

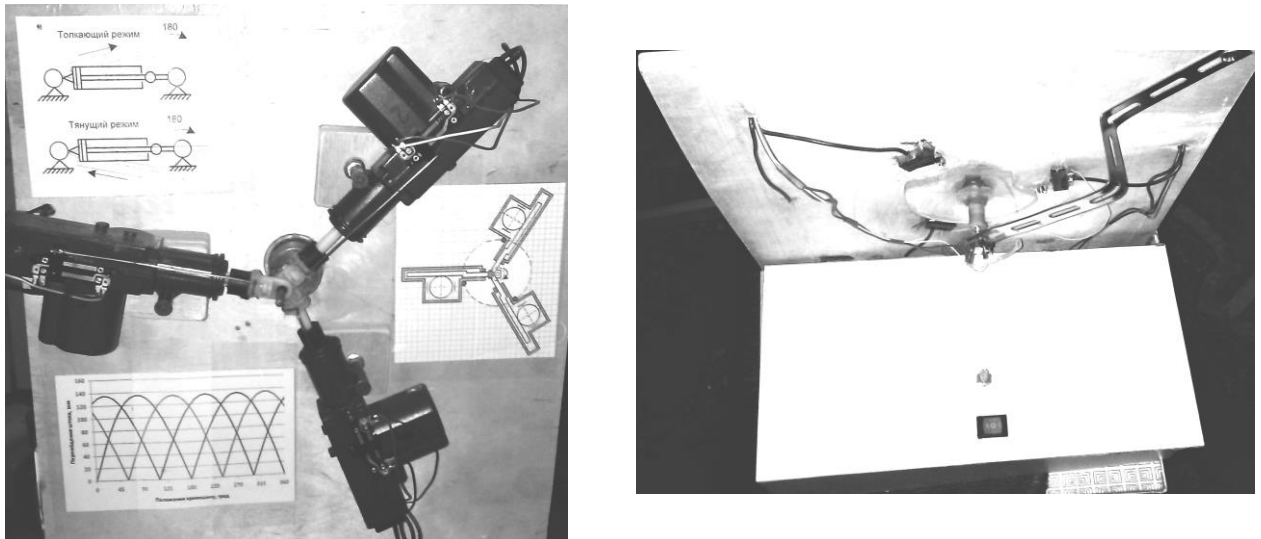


Рисунок 4.5 – Реалізація моделі мотора з застосуванням електроциліндрів:
а – загальний вигляд; б – вигляд системи управління.

На рис. 4.5 зображені фотографії створеної моделі мотора на базі електроциліндрів з одного боку електроциліндри з встановленими датчиками переміщення штока, з другого – система управління мотором та датчик положення вихідного валу. Встановлені датчики переміщення та датчик положення валу дозволяють дослідити залежності переміщення штоків електроциліндрів від положення вихідного валу в процесі роботи мотора.

Сигнали з встановлених датчиків передаються на мікропроцесорний блок ARDUINO, який за допомогою створеної програми перетворює дані для перегляду та аналізу на персональному комп'ютері за допомогою стандартних програм



Рисунок 4.6 – Система мотор – комп'ютер.

Таблиця 4.1 – Програма для отримання числових результатів датчиків

<pre> int ENC_PIN1 = 11; int ENC_PIN2 = 12; int prevCode = 0; int prevPrevCode = 0; int prevAnalog = 0; int val = 0; int prevVal = 0; void timerCallback() {int code = graydecode((digitalRead(ENC_PIN1) (digitalRead(ENC_PIN2) << 1))); if(prevCode != code) {if(code > prevCode && prevCode > prevPrevCode && prevPrevCode >= 0) {val++; prevCode = -1;} else if(code < prevCode && prevCode < prevPrevCode && prevPrevCode >= 0) {val--; prevCode = -1;} if(val != prevVal) {encoderChange(val); prevVal = val;} prevPrevCode = prevCode; prevCode = code;}} unsigned graydecode(int gray) { int bin; for(bin = 0; gray; gray >>= 1) {bin ^= gray;} return bin;} void printLine(int val, int maximum, int width) { int x = val * width / maximum; for(int i=0; i<x; i++) {Serial.print("=");} Serial.print("> "); </pre>	<pre> Serial.println(val);} void setup() { pinMode(ENC_PIN1, INPUT); pinMode(ENC_PIN2, INPUT); Timer1.initialize(500); // initialize timer1, and set a 1/2 second period Timer1.attachInterrupt(timerCallback); // attaches callback() as a timer overflow interrupt Serial.begin(9600);} void loop() { delay(1);} void encoderChange(int val) { unsigned long time; time = millis(); Serial.print(time); Serial.print("\t"); Serial.print(val); Serial.print("\t"); Serial.print(analogRead(0)); Serial.print("\t"); Serial.print(analogRead(1)); Serial.print("\t"); Serial.print(analogRead(2)); Serial.print("\t"); Serial.print(analogRead(3)); Serial.print("\t"); Serial.print(analogRead(4)); Serial.print("\t"); Serial.print(analogRead(5)); Serial.print("\t"); Serial.print(analogRead(6)); Serial.print("\n");} </pre>
---	---

Отримані результати досліджень залежності переміщення штоків в залежності від положення валу приведені в вигляді графіку порівняні з теоретичними розрахунками при однакових параметрах мотора рис. 4.7.

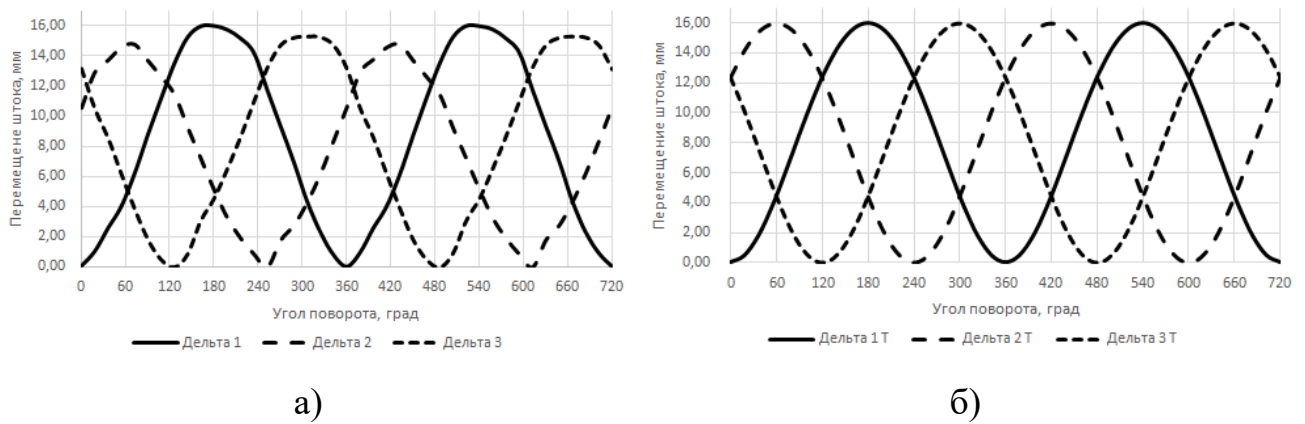


Рисунок 4.7 – Результати переміщення штоків гідромотора:

а – експериментальні; б – теоретичні.

Отримані експериментальні дані показують відхилення від теоретичних, що пояснюється похибкою встановлених датчиків та неточністю при виготовленні самого мотора. Точності отриманих експериментальних даних достатньо для підтвердження теоретичних розрахунків кінематичної подібності моделей.

Експериментальні дослідження створеної моделі дозволили виявити оптимальні критерії системи управління циліндрами. Відповідність роботи системи підтверджується рівномірністю роботи мотора в цілому.

Оцінка рівномірності роботи мотора потребує контролю рівня коливання сили струму в процесі роботи створеної моделі. Розроблена схема встановлення датчиків рис. 4.а) та складові системи фіксації параметрів рис. 4.8 б) дозволяють виявити процеси виникаючі при роботі моделі в сталому режимі.

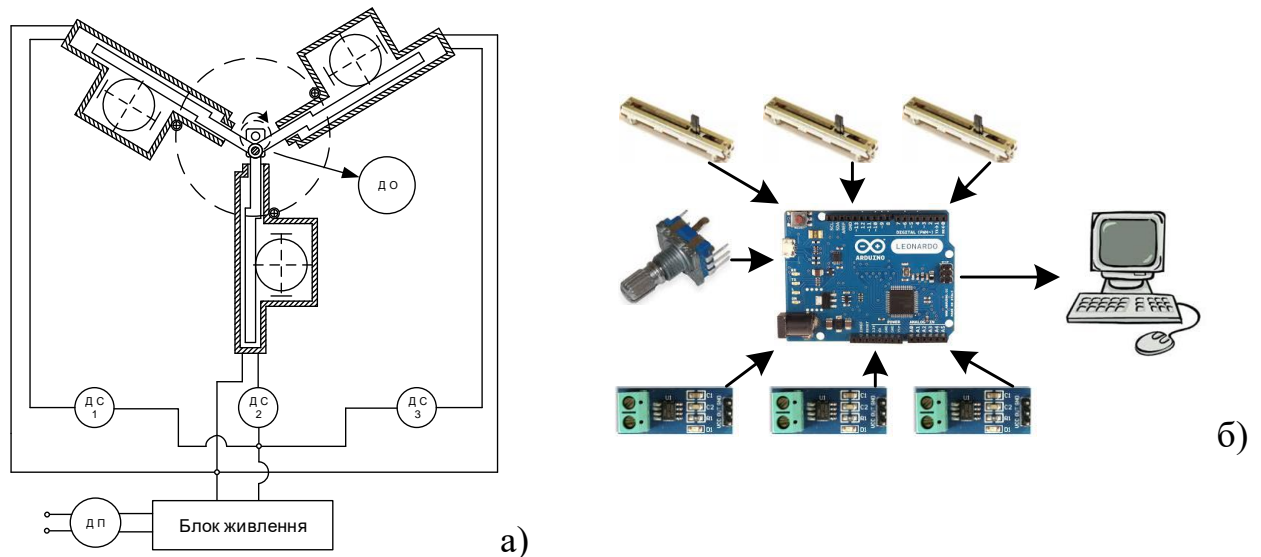


Рисунок 4.8 – Реєстрація параметрів роботи моделі:

а – схема розміщення датчиків; б – елементи системи фіксації рапараметрів.

З метою дослідження рівномірності споживання енергії та обертання вихідного валу встановлено датчики згідно схеми, ДС1, ДС2, ДС3 – датчики струму; ДО – датчик обертів вихідного валу; ДП – датчик загальної споживаної енергії. Фіксація параметрів відбувається згідно розробленого алгоритму табл.4.1 для мікроконтролерного блоку який в свою чергу передає їх на комп'ютер у вигляді таблиці значень, приведеної в додатку А.

Дослідження рівномірності споживання енергії та обертання вихідного валу полягає в розрахунку коефіцієнтів рівномірності за формулою

$$\sigma_I = \frac{I_{\max} - I_{\min}}{I_{cp}}, \quad (4.1)$$

де I_{\max} - максимальна сила струму, А

I_{\min} - мінімальна сила струму, А

I_{cp} - середня сила струму, А

Середня сила струму розраховується за формулою

$$I_{cp} = \frac{I_{\max} + I_{\min}}{2}. \quad (4.2)$$

Аналогічною залежністю визначається рівномірність обертання вихідного валу

$$\sigma_N = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{cp}} . \quad (4.3)$$

Для розрахунку рівномірності розроблена методологія обробки експериментальних даних, за особливостю роботи кожного типу датчика.

Датчики струму, задіяні в системі, фіксують величини сили струму в залежності від напрямку протікання його, та розподіляється на 512 точок при максимальній силі струму 5А, таким чином розрахунок миттєвої величини сили струму визначається формулою, А

$$I_{mt} = (512 - X) \cdot \frac{J}{512} , \quad (4.4)$$

де X – показання датчику струму

J – максимальне значення вимірювальної величини струму датчиком, А.

Датчик обертів вихідного валу своєю конструкцією передає на фіксуючий мікроконтролерний блок сигнали по обертанню вала кожні 18 градусів. Розроблений алгоритм роботи мікропроцесорного блоку фіксує час від початку руху вала, що надає можливість розрахувати миттєве значення швидкості його обертання за формулою

$$\omega_{mt} = \frac{3}{t} , \quad (4.5)$$

де t – час повороту вала мотора на 18 градусів.

З урахуванням можливостей датчика обертів, за його сигналами, створюється таблиця даних по споживанню енергії кожним циліндром, величина переміщення штоків та їх положення та пройдений час від початку руху вала. Показання датчика споживаної енергії, контролюються візуально та фіксуються максимальні та мінімальні його показання.

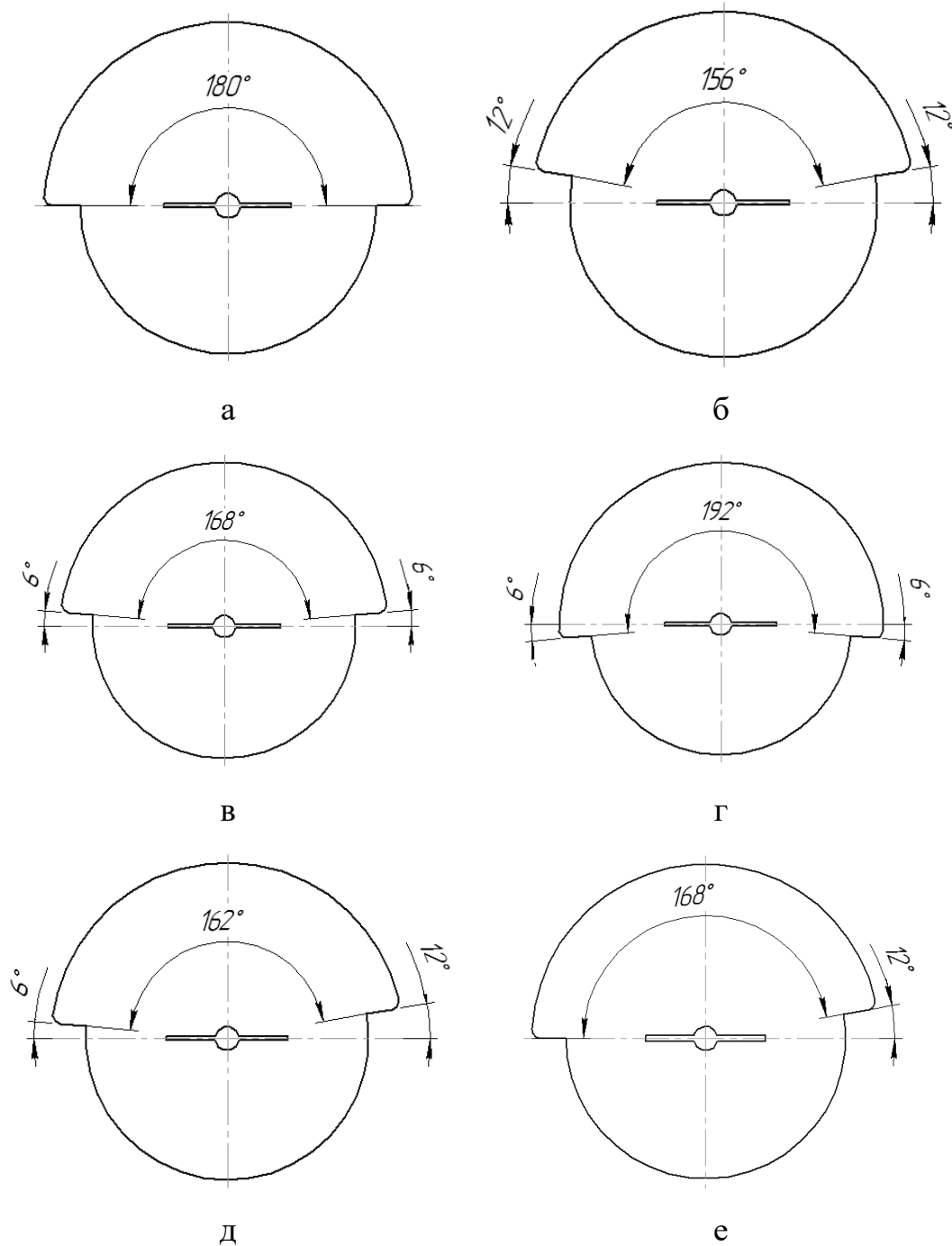


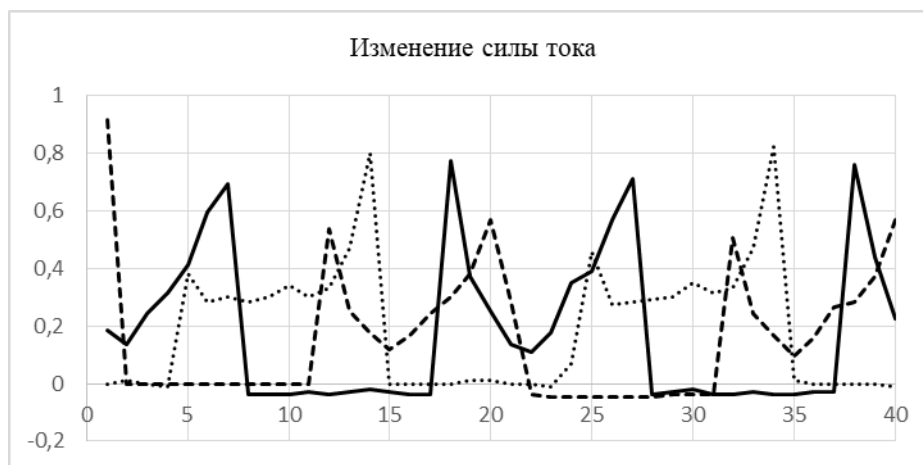
Рисунок 4.9 – Ексцентрики системи управління.

Проведені раніше експериментальні дослідження роботи моделі мотора на базі електроциліндрів показали вплив системи управління на рівномірність роботи мотора. Ексцентрик який слугує для своєчасного вмикання та вимикання кінцевих вимикачів електроциліндра – основний елемент системи керування, який значною мірою впливає на рівномірність роботи створеного мотора в цілому. З метою виявлення оптимальних параметрів ексцентрика та

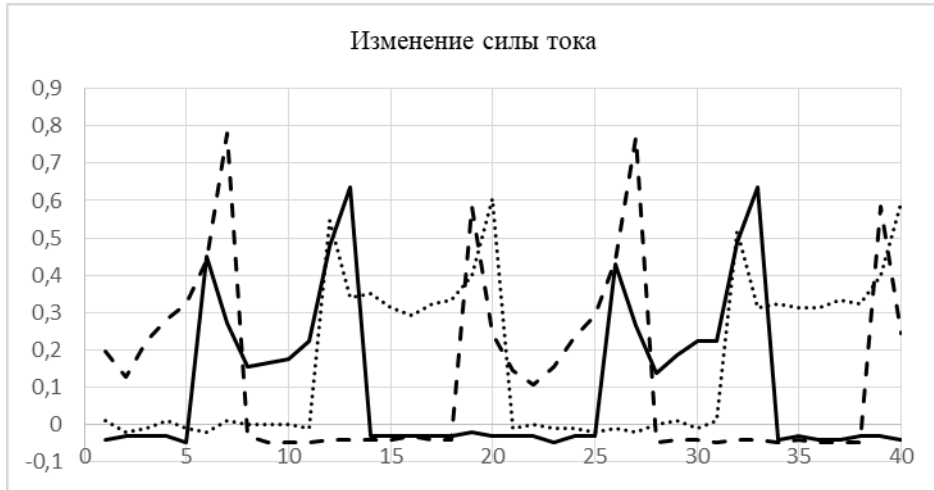
його впливу на рівномірність роботи розроблені та виготовлені шість форм з різним часом перемикання циліндрів рис. 4.9.

Оцінка впливу системи управління та виявлення раціональної довжини дуги ексцентрика та її положення характеризуватиметься рівномірністю споживання енергії та обертів вихідного валу для режиму роботи моделі без навантаження. За приведеною методикою обробки експериментальних даних розраховані значення споживання енергії, частота обертання вихідного валу, для кожного типу ексцентрика, основні результати графічних залежностей споживання енергії приведені на рис. 4.10.

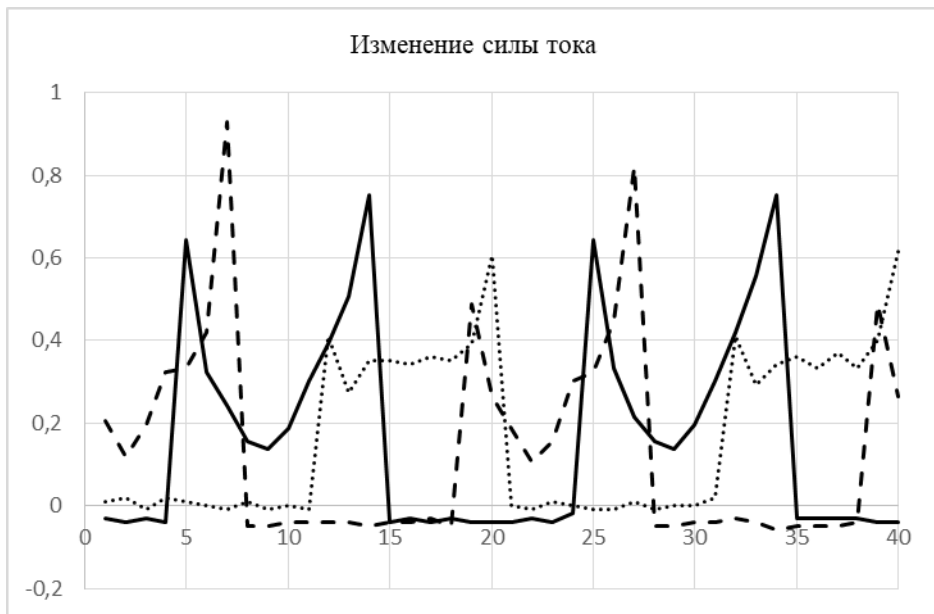
Робота циліндрів моделі полягає в перетворенні поступового руху штока в обертовий рух вихідного валу, що потребує перемикання режимів їх роботи в крайніх положеннях. Робота циліндрів в крайніх положеннях супроводжується значним збільшенням енергії за рахунок конструктивних особливостей моторів даного типу, що утворює коливання енергії та частоти обертання вихідного валу.



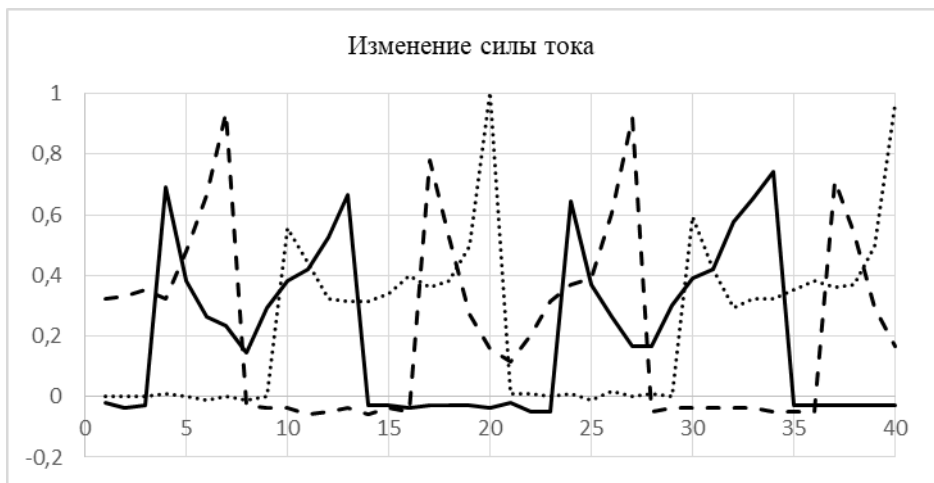
Кулачек а



Кулачек б



Кулачек в



Кулачек г

Рисунок 4.10 – графіки зміни струму при зміні параметрів кулачка

За приведеними формулами оцінки рівномірності споживання енергії та частоти обертання валу приведені їх результати в таблицях нижче.

Дослідження рівномірності обертання вала при зміні частоти його обертання та ексцентрика дозволили виявити оптимальні зони перемикавання режимів роботи циліндрів, раціональний ексцентрик для створенної моделі рис.4.11.

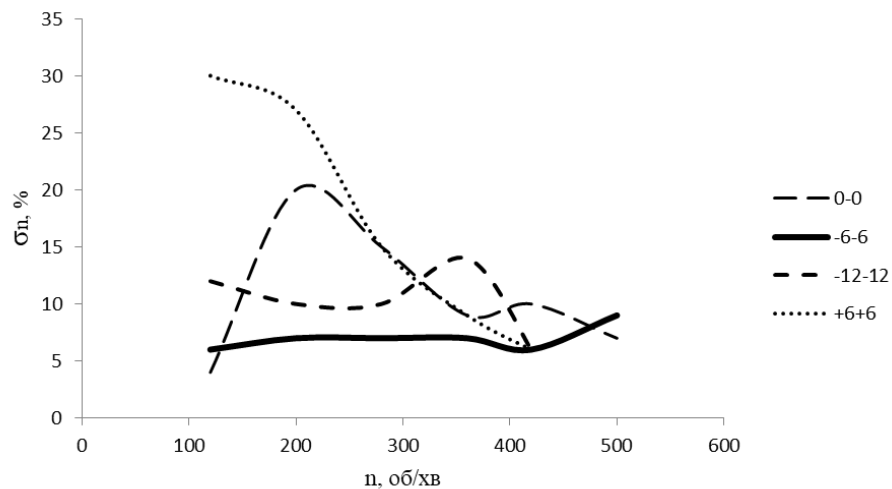


Рисунок 4.11 – Нерівномірність частоти обертання від варіанта ексцентрика.

Оцінка споживання енергії кожним електроциліндром при роботі мотора показує вплив режиму роботи електроциліндра на роботу інших в системі мотора, що не враховується в теоретичних дослідженнях. Теоретично зниження впливу можливо досягти при використанні окремих джерел живлення електроциліндрів, схема мотора з включенням електроциліндрів від окремих джерел живлення приведена на рис. 4.12.

Результати досліджень роботи мотора при використанні окремих блоків живлення електроциліндрів, за однакових умов проведення експериментів та їх обробки, результати рівномірності зображені на рис. 4.13.

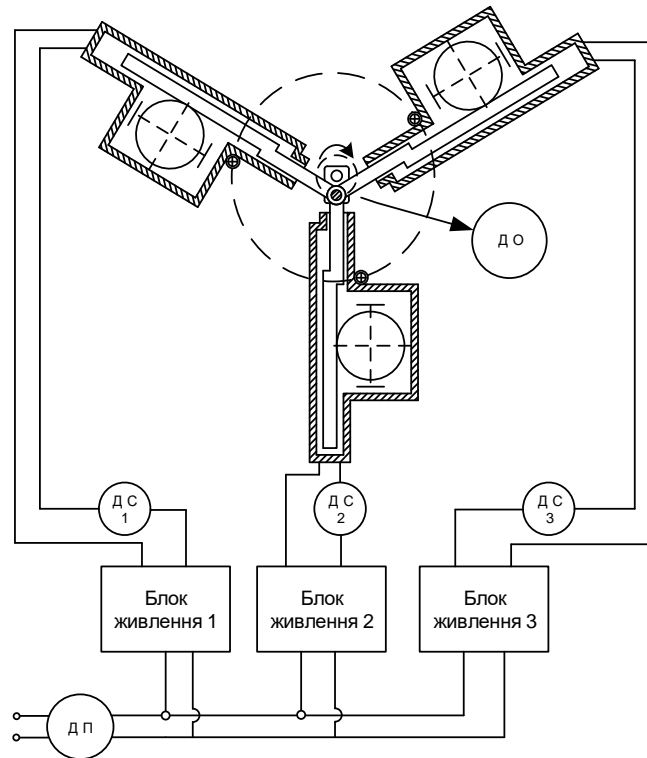


Рисунок 4.12 – Схема високомоментного мотора з індивідуальними блоками живлення циліндрів та приладами для контролю параметрів.

Експериментальні дані підтверджують працездатність створеної моделі, графіки роботи (Переміщення штоків) дозволяє оцінити рівномірність руху вихідного валу. Головним недоліком створеної моделі складність підтвердження подібності з гідравлічною системою. Недоліки у функціонуванні – складність реалізації необхідного рівня обертів, а саме діапазон (1-40 об/хв.). Незважаючи на ряд недоліків модель дозволяє виявити експериментально, фактори які впливають на її роботу. Детальний аналіз факторів з урахуванням даних, вирішує проблему їх відповідності.

Отримані системи створені для функціонування та реєстрації необхідних параметрів дозволяє використовувати для даного типу моторів незалежно від системи їх живлення. За результатами експериментальних досліджень приведених в додатку А визначені характеристики зміни сили струму в залежності від варіанту живлення моделі.

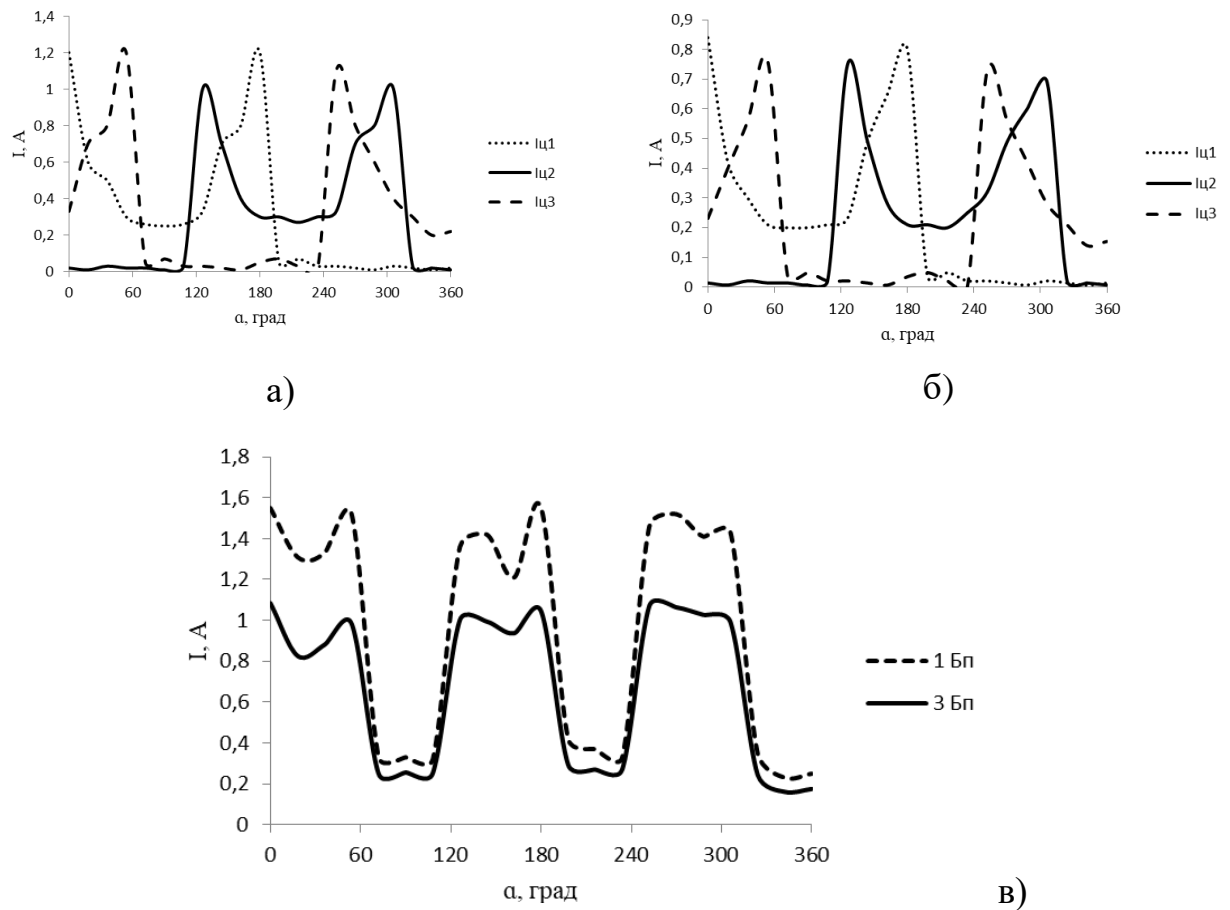


Рисунок 4.13 – Сила струму при переміщенні штоків електроциліндрів в залежності від кута повороту вала: а – загальне джерело живлення; б – індивідуальні джерела живлення; в – загальна сила струму для двох варіантів живлення.

Застосування окремих блоків живлення для кожного циліндра виключає взаємовплив їх роботи у складі мотора, та зменшує загальний рівень споживання енергії на 20% що відображає характер сили струму на рис. 4.13 в). Ці результати підтверджують вірність прийнятої гіпотези про застосування індивідуальних джерел живлення циліндрів у складі НВГ.

4.3 Експериментальні дослідження мотора з застосуванням пневмоциліндрів

Використовуючи єдність та відповідність систем пневматичної та гідравлічної створено модель мотора з застосування пневматичної системи живлення.

Конструкція моделі обумовлює рядне розміщення в одній площині трьох циліндрів з'єднаних штоками з кривошипними розташованими через 120 град відповідно. Застосування двокаскадних пневморозподільників з пневмо-електро управлінням дозволили реалізацію роботи мотора з обмеженою ефективністю.

Застосування розподільників с двокаскадною системою управління у складі системи управління мотором призводить до низької якості його роботи. Експериментальним шляхом виявлено, що час перемикання режимів роботи розподільника впливає на параметри рівномірного обертання вихідного вала.

Дослідження роботи мотора в холостому режимі виявили недоліки на етапі пошукового експерименту. Проблема забезпечення необхідного діапазону обертів вихідного вала та рівномірного обертання не вирішється. На ряду з критичними недоліками функціонування мотора в цілому, також виявлено недоліки системи управління, які обумовлюють можливість самореверсування напрямку обертання вихідного вала.

Вищення виявлених недоліків шляхом створення окремих ексцентриків для кожного циліндра рис. 4.14

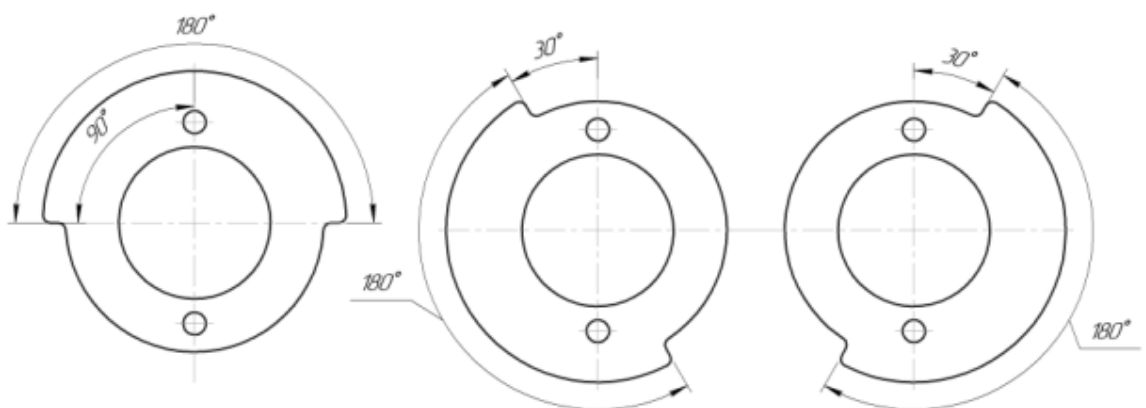


Рисунок 4.14 – Ексцентрики системи управління.

Для перевірки видвинутої гіпотези створена схема включення циліндрів з застосуванням індивідуальних регуляторів тиску повітря та застосування загального джерела живлення.

Проведення експериментальних досліджень потребують застосування розподільників з електроуправлінням, які забезпечують перемикання режимів незалежно від рівня тиску повітря в системі. На цій основі включені регулятори тиску 22 схема зображена на рис 4.15 а) дозволяють знижувати рівень тиску відносно тиску в основній магістралі. Це призводить до імітування окремих джерел живлення та дозволяє визначити перепад тиску повітря при якому досягається зниження коливання тиску повітря в основній магістралі від роботи циліндрів, та виключити взаємовплив їх роботи.

Конструкція регулятора тиску передбачає регулювання тиску на виході ручкою, яка під дією пружини переміщує шток який в свою чергу переміщує мембрану, яка відповідає за підтримання заданого тиску

Регулювання тиску для кожного циліндра відбувається кожним регулятором окремо, рівень тиску контролюється манометром встановленим на виході регулятора. Таким чином пошуковими дослідженнями функціонування створеної моделі та візуальним контролем показань манометрів виявлено рівень зниження тиску при якому робота циліндрів не впливає на їх роботу у складі мотора.

Для більш досконалого дослідження застосовано систему фіксації параметрів з досліджень моделі на електроциліндрах, з застосуванням датчиків тиску.

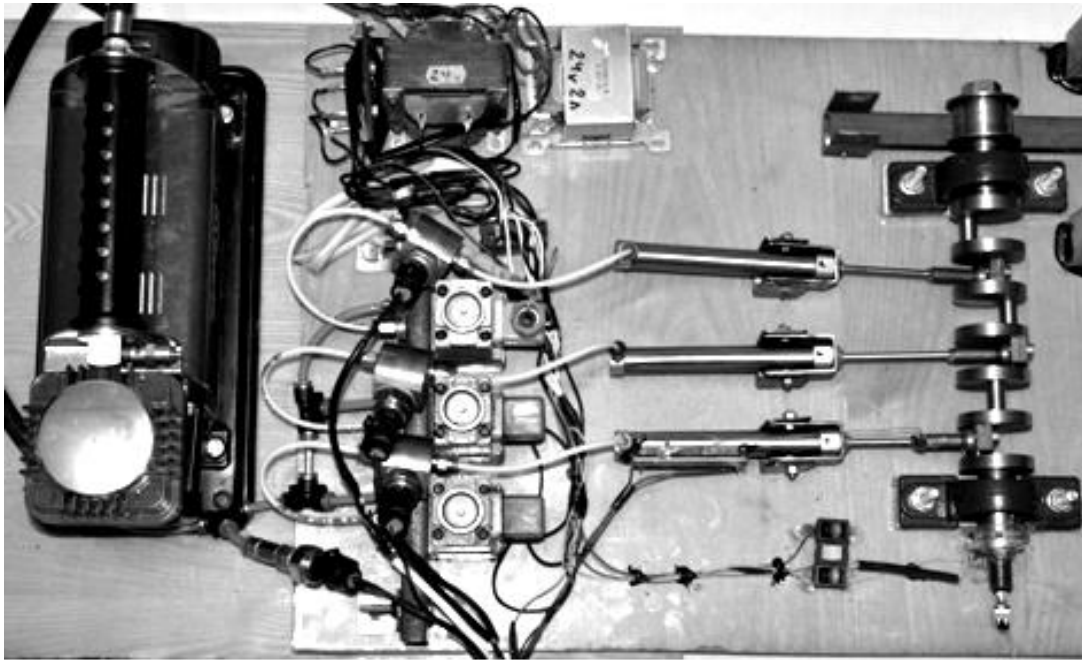
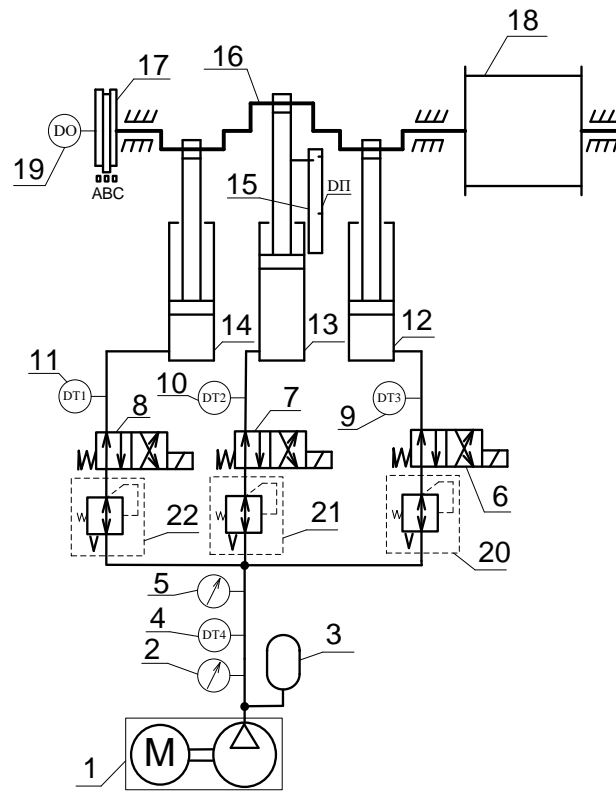


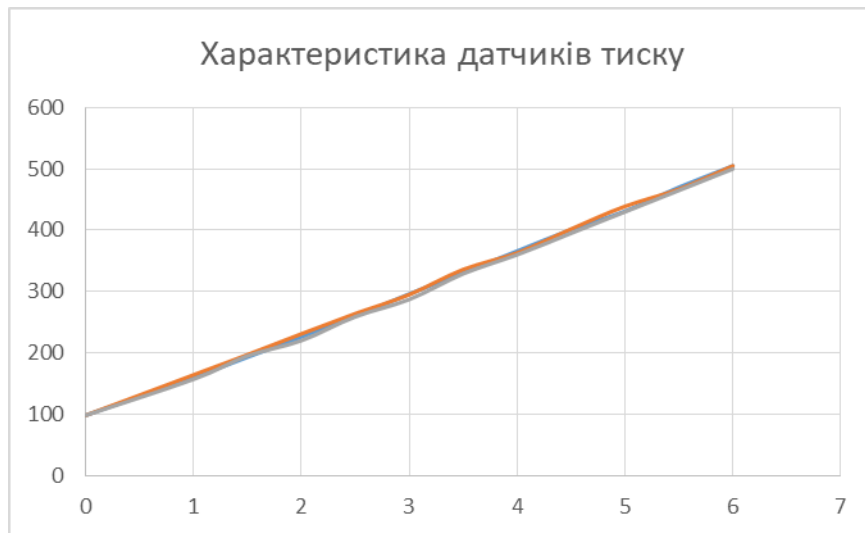
Рисунок 4.15 – Мотор на базі циліндрів з пневматичним джерелом енергії:
а – пневмокінематична схема; б – загальний вигляд.

Застосовані датчики тиску зображено на рис. 4.16 а) дозволяють вимірювати тиск повітря або рідини в діапазоні 0-1,2 МПа.



Технические характеристики:
 Рабочая Напряжение: 5VDC
 Выходное напряжение: 0,5-4,5 В постоянного тока
 Материал датчика: сплав углеродистой стали
 Рабочий ток: ≤ 10 мА
 Диапазон рабочего давления: 0-1,2 МПа
 Самое большое давление: 2,4 МПа
 Длина кабеля: 19 см
 Диаметр резьбы: 12 мм
 Давление: 3,0 МПа
 Работая TEMP. Диапазон: 0-85 градусов
 Диапазон температур хранения: 0-100 градусов
 Погрешность измерений: $\pm 5\%$ FSO
 Погрешность в диапазоне температур: $\pm 5\%$ FSO
 Время отклика: ≤ 2.0 MS

а)

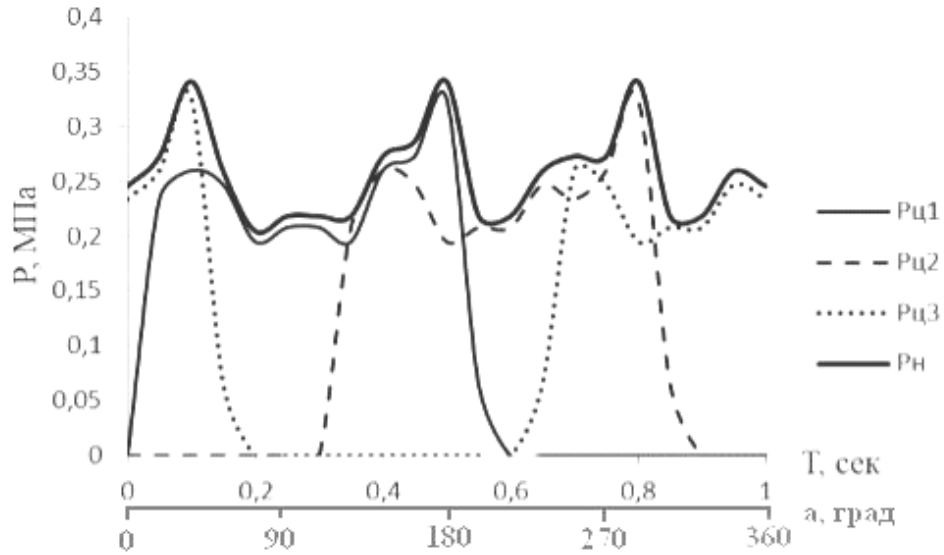


б)

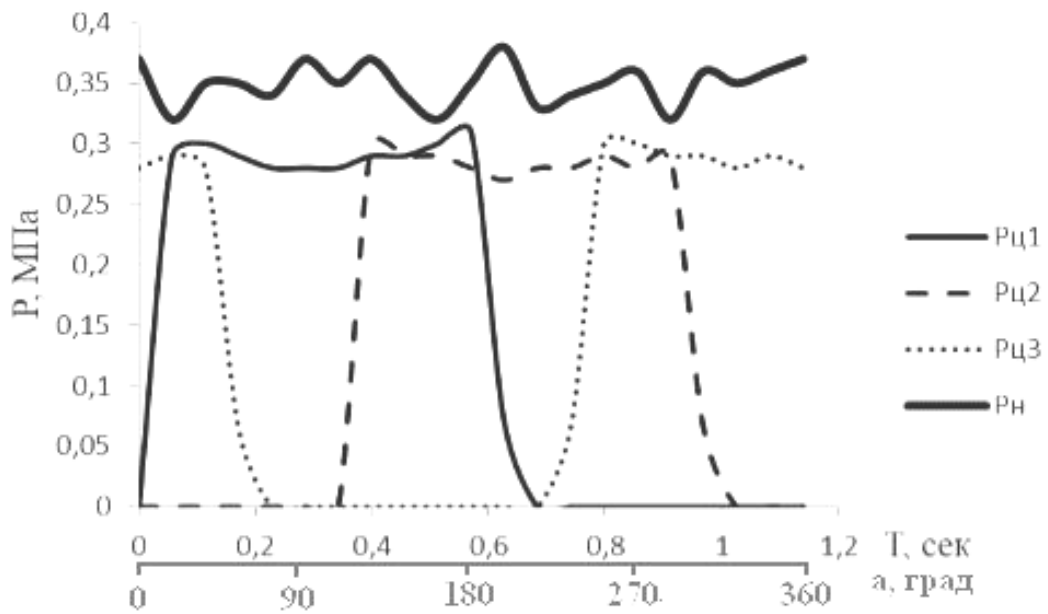
Рисунок 4.16 – Датчик тиску повітря та рідини:
 а – загальний вигляд; б – калібровка датчиків.

Разом з тим відсутня його характеристика функціонування від виробника. Виявлення якої та порівняння її для кожного з трьох однакових датчиків виконано експериментальним шляхом. За результатами калібровки датчиків встановлено характеристики датчиків які відображають показання датчика відповідно до рівня тиску в системі.

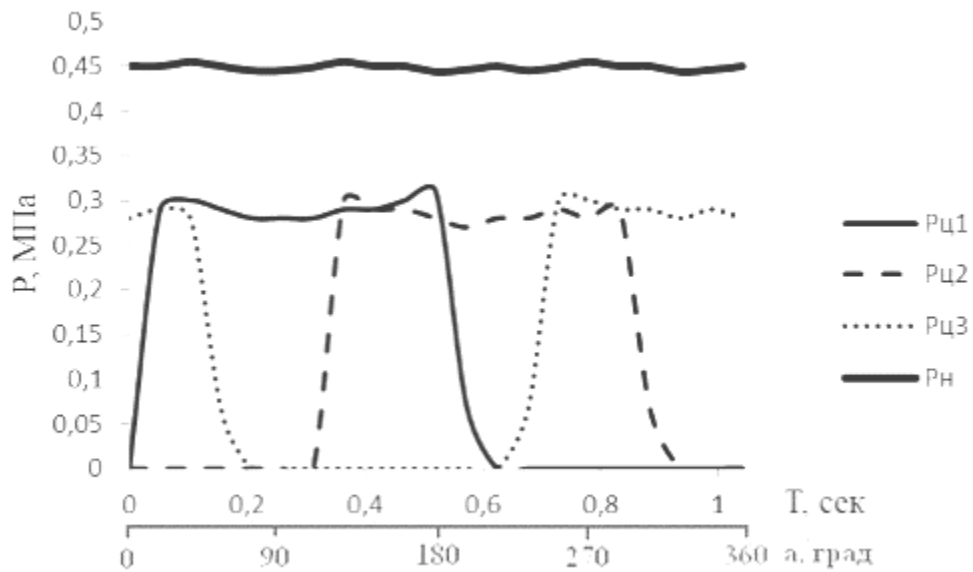
Результати досліджень наведені в додатку Б та на їх основі приведені узагальнені результати експериментальних досліджень функціонування моделі мотора на базі пневмоциліндрів зображено на рис. 4.17.



а)



б)

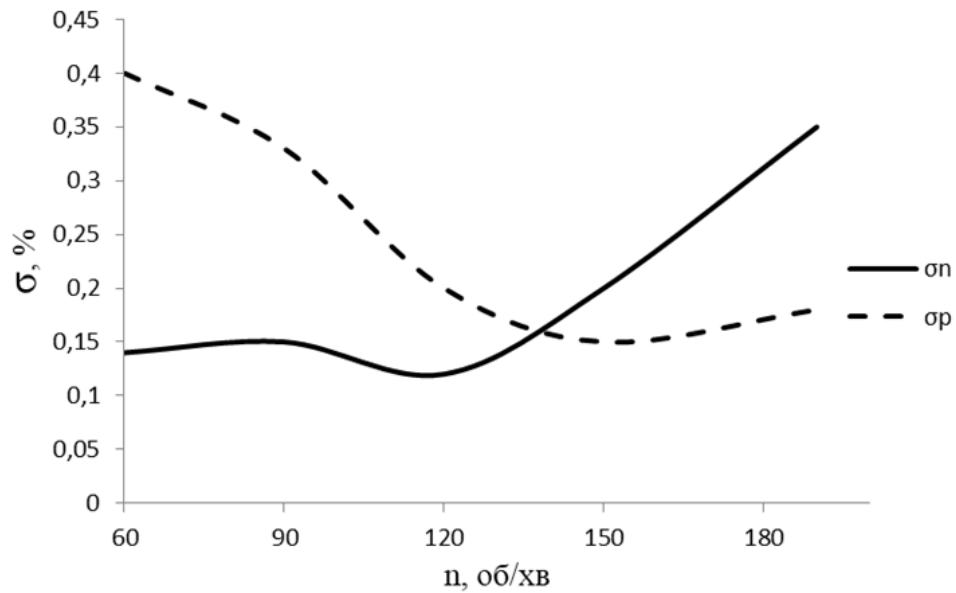


в)

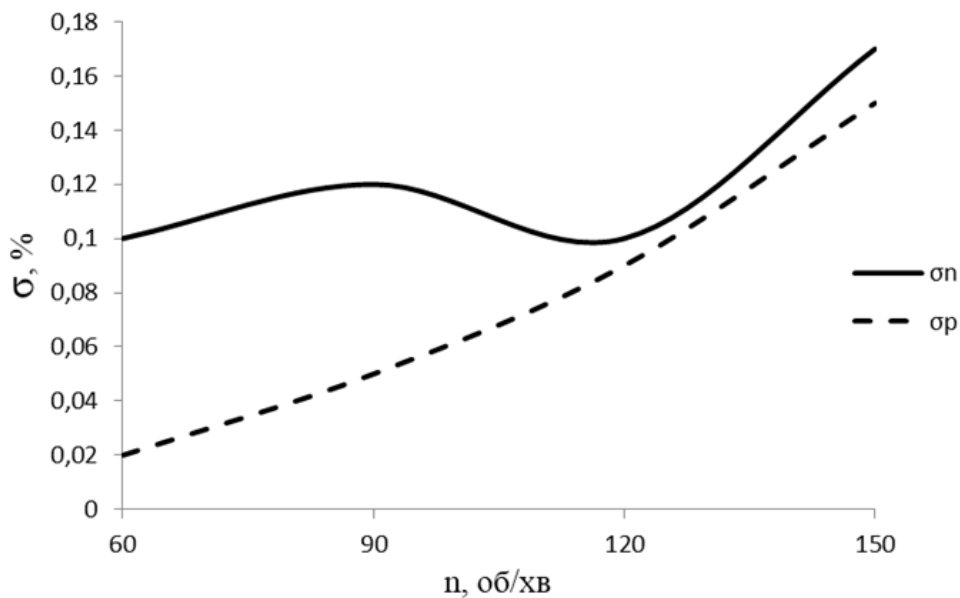
Рисунок 4.17 – Характер зміни тиску повітря:

А – без регулювання тиску; б – при регулюванні тиску на 30%; в – при регулюванні тиску на 50%.

Аналіз результатів дослідження виявив також дозволив виявити залежність нерівномірності частоти обертання вала та нерівномірність тиску повітря о напірній магістралі при функціонуванні моделі мотора у всьому діапазоні частоти обертання вала. А саме експериментально виявлений діапазон стійких обертів вала моделі 60-180 об/хв.



а)



б)

Рисунок 4.18 – Характер зміни нерівномірності частоти обертання вала та тиску повітря в напірній магістралі:

а – без застосування регуляторів тиску; б – з застосуванням регуляторів тиску.

Застосування регуляторів тиску дозволяє виключити взаємовплив роботи циліндрів у складі мотору. Це призводить до рівня коливання тиску на рівні 2% при його регулюванні на при мінімальних обертах вала рис. 4.18. Разом з тим графічне зображення результатів дослідів приведені на рис. 4.18 а) та рис.4.18 б) показують вплив коливань тиску на рівномірність частоти обертання вала.

Застосування наведених регуляторів призводить до підвищення рівномірності обертання вала до рівня 10-18% в діапазоні обертання 60-150 об/хв.

Застосування повітря для функціонування створеної моделі НВГ на базі циліндрів перешкоджає реалізації низьких обертів вала, мінімальна частота обертання вала складає 60 об/хв. Це пояснюється можливістю стискання повітря, яке призводить до нестійкої роботи моделі. Нестійкі режими роботи перешкоджають проведенню досліджень, виявлення закономірностей зміни тиску та частоти обертання стає складною задачею.

Дослідження виконані при стійких обертах вихідного вала моделі мотора, але виявлений їх діапазон не дозволяє виявити процеси які виникають в моторі при незначній частоті обертання його вала.

4.4 Експериментальні дослідження моделі мотора з застосуванням гідроциліндрів

Базуючись на результатах попередніх досліджень створено модель НВГ на базі циліндрів з гідравлічним джерелом енергії, схема та реалізація зображені на рис. 4.19.

Насос 1 створює потік робочої рідини в напірній магістралі, тиск в якій контролюється анометром 2. Регулювання тиску та витрати рідини відбувається дроселем 3 таким чином манометр 5 разом з датчиком тиску 4 відображають тиск рідини яка надходить до розподільників 6, 7 та 8, які перемикають режими роботи циліндрів у відповідності до положення вала за допомогою ексцентриків А, В, С та системи управління рис. 4.19. Рівень тиску в циліндрах 12, 13, 14 контролюється датчиками 9, 10, 11.

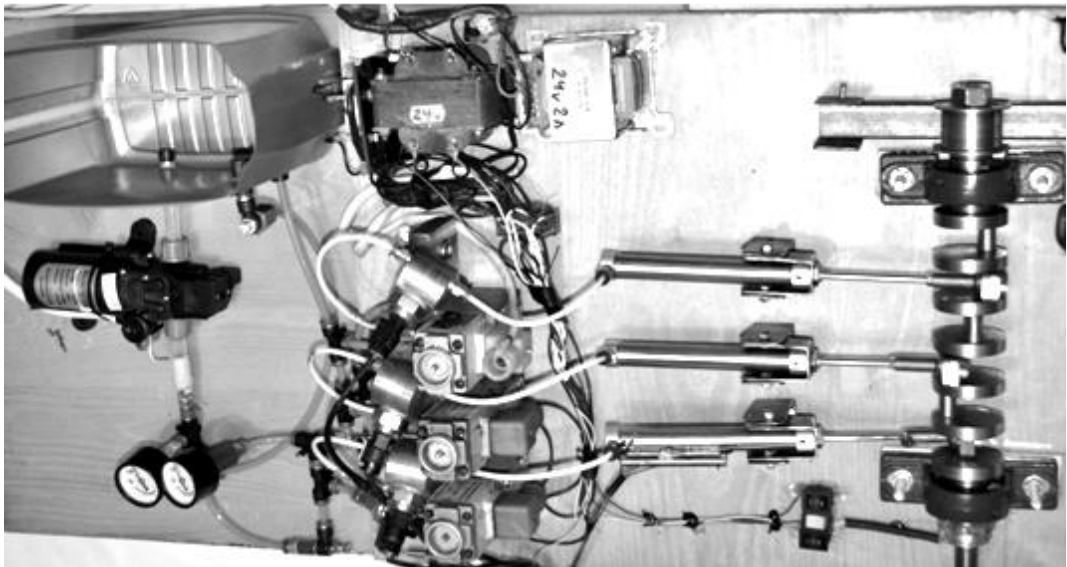
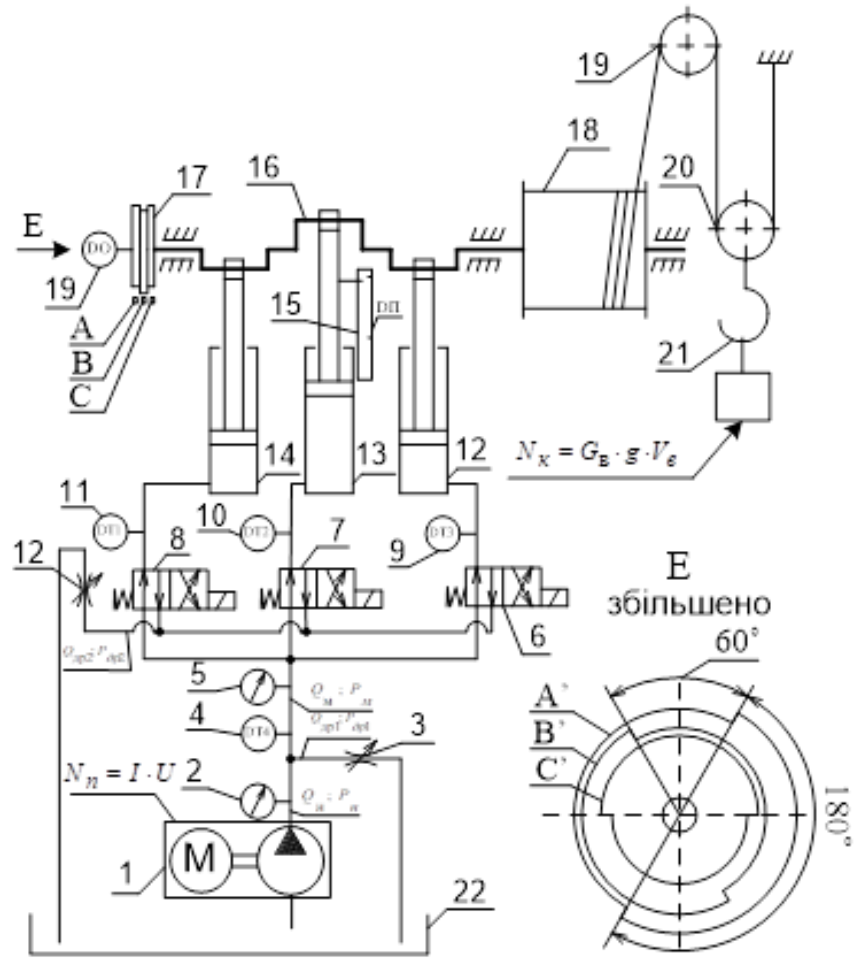


Рисунок 4.19 – Модель мотора з застосуванням гідроциліндрів:
 а – гідрокінематична схема; б – загальний вигляд.

Для живлення моделі застосовано гідравлічний насос наведений на рис. 4.20, який має модульну конструкцію. Ця конструкція складається з електродвигуна постійного струму, та мембранного насосу, та системи автоматичного вимикання при досягненні максимального тиску. Враховуючи можливості автоматичної системи вимикання насоса встановлення запобіжно клапана в гідросистемі не потребує необхідності.

Дослідження функціонування насоса виявили значні коливання тиску рідини, які перешкоджають визначенню взаємовпливу роботи циліндрів.

Виявлені недоліки усуваються встановленням в гідросистему мотора гідроакумулятора, який дозволяє отримати потік робочої рідини без коливань тиску, тобто рівномірний. З урахуванням наявності гідроакумулятора в гідросистемі, дослідження провидилися при рівності тиску рідини на манометрах 2 та 4, що обумовлює роботу гідроакумулятора тільки в режимі гасіння коливань тиску.



а)

Потужність – 80Вт

Тиск – 0,9 МПа

Продуктивність – 5,5 л/хв.

Живлення – 12В

б)

Рисунок 4.20 – Гідравлічний насос:

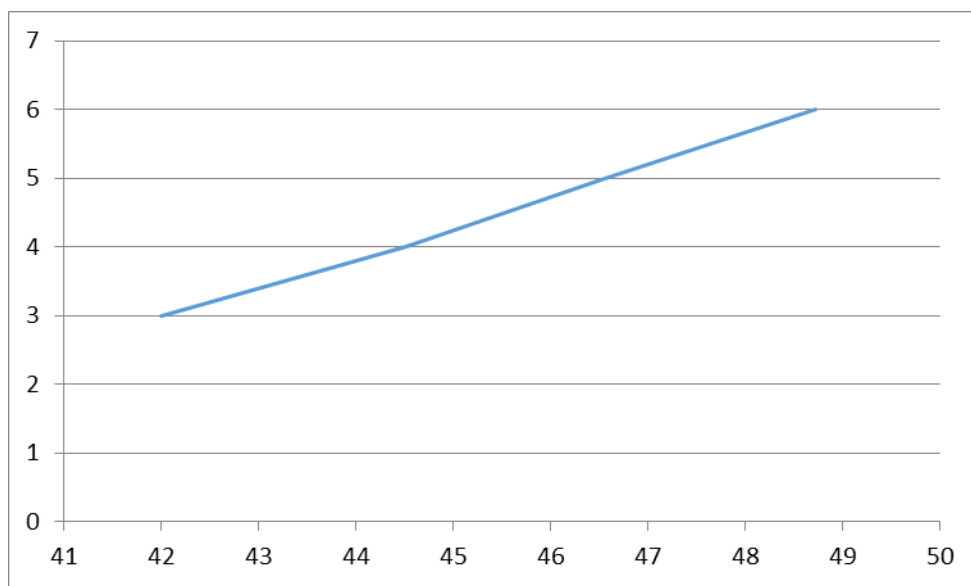
а – загальний вигляд; б – паспортні характеристики

Експериментальними дослідженнями встановлені основні закономірності функціонування насоса, які відрізняються від паспортних.

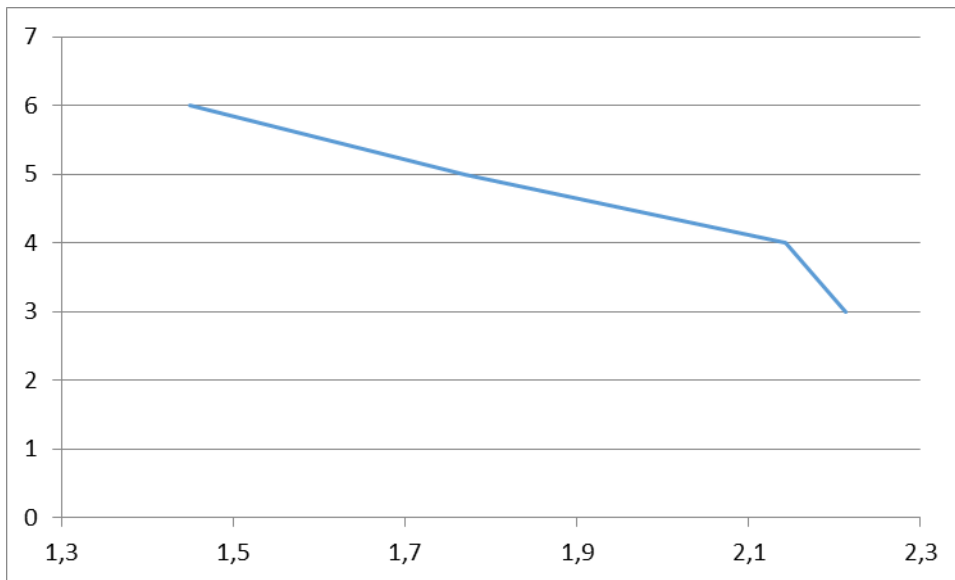
Чисельні результати дослідження приведені в таб. 4.2, графічні залежності потужності та продуктивності зображені на рис. 4.21

Таблиця 4.2 – Характеристика насоса

№	P, кгс/см	I, А	N, Вт(220В)	T, сек	Q, л/мин	N, Вт потр
1	3	3,5	60	27,12	2,2	42
2	4	3,71	64	28	2,1	44,52
3	5	3,88	66	33,91	1,8	46,56
4	6	4,06	72	41,38	1,4	48,72



а)



б)

Рисунок 4.21 – Характеристики функціонування насоса:

а – залежність потужності від тиску; б – залежність продуктивності від тиску рідини.

Дослідження роботи мотора з застосуванням гідроциліндрів та гідроакумулятора в складі гідросистеми виявили закономірності розподілу тиску рідини між циліндрами та напірній магістралі рис. 4.22.

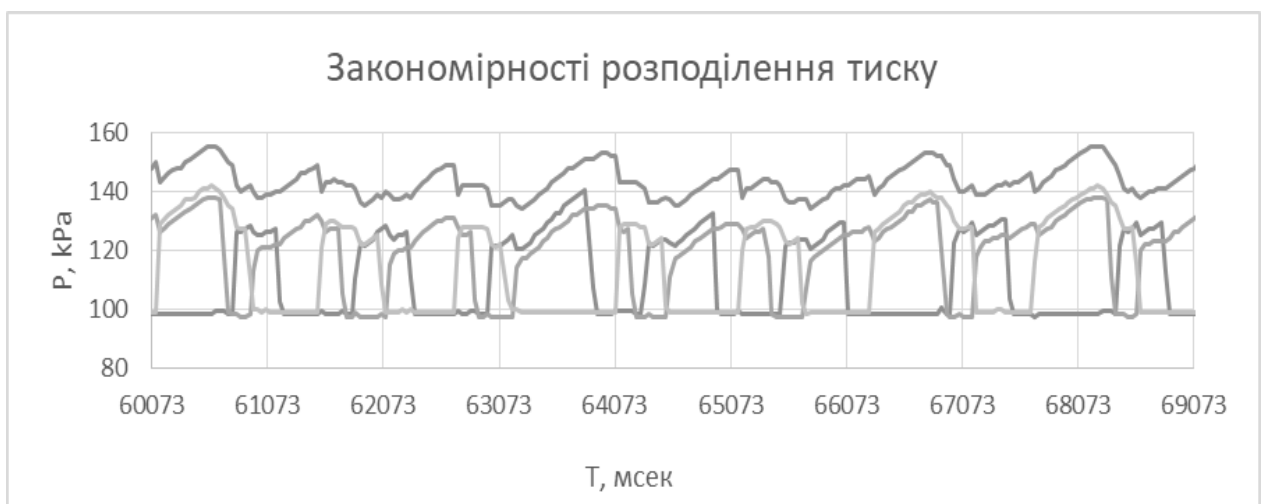


Рисунок 4.22 – Розподіл тиску між циліндрами

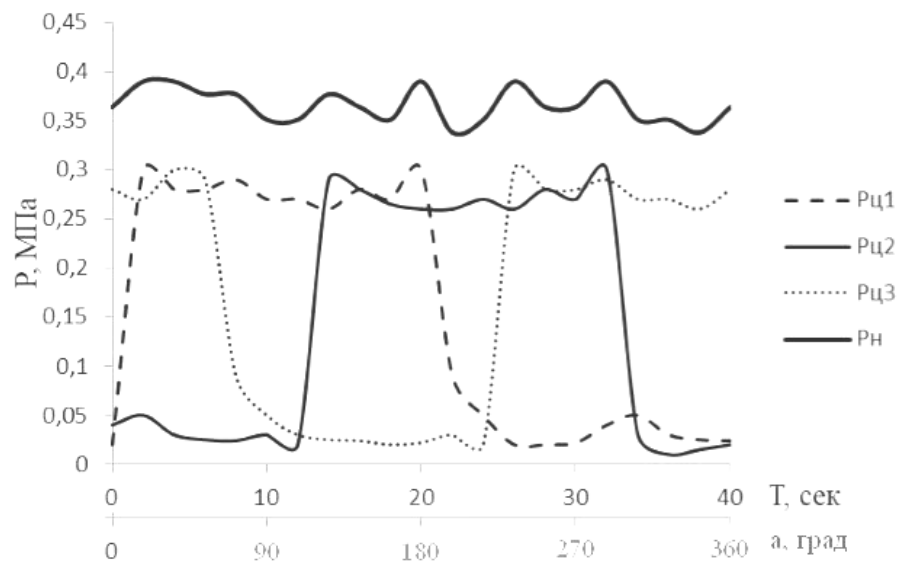
Враховуючи складність реалізації розподілення потоків робочої рідини на три незалежні, створено гідравлічну схему, яка дозволяє зменшити взаємовплив

роботи циліндрів у складі НВГ, шляхом створення тиску підпору в його зливній магістралі дроселем 12 (рис 4.19 а).

Дослідження роботи моделі мотора на базі гідроциліндрів виконано окремо при регулюванні частоти обертання валу дроселем в напірній магістралі та дроселем в зливній магістралі без навантаження на вихідного вала.

Результати аналізу досліджень, наведені в додатку В, дозволили виявити та підтвердити взаємовплив роботи циліндрів у складі мотора та виявити вплив регулювання частотою обертання вала дроселем в зливній магістралі на рівномірність обертання вала та коливання тиску в напірній магістралі.

Особливої уваги потребує функціонування моделі з частотою обертання вала 1 об/хв., яка досягається в одному випадку шляхом регулювання дроселем напірній магістралі. Це призводить в деяких випадках до появи нестійкого режиму роботи, який супроводжується нерівномірністю обертання вала. В другому випадку реалізації обертання вала з частотою 1 об/хв. досягається дроселем в зливній магістралі, який утворює тиск підпору в зливній магістралі та призводить до стійкого режиму роботи моделі. Таке явище пояснюється застосуванням золотникових розподільників, характеристики яких обумовлені втратами рідини, компенсація яких і відбувається за рахунок тиску підпору.



а)

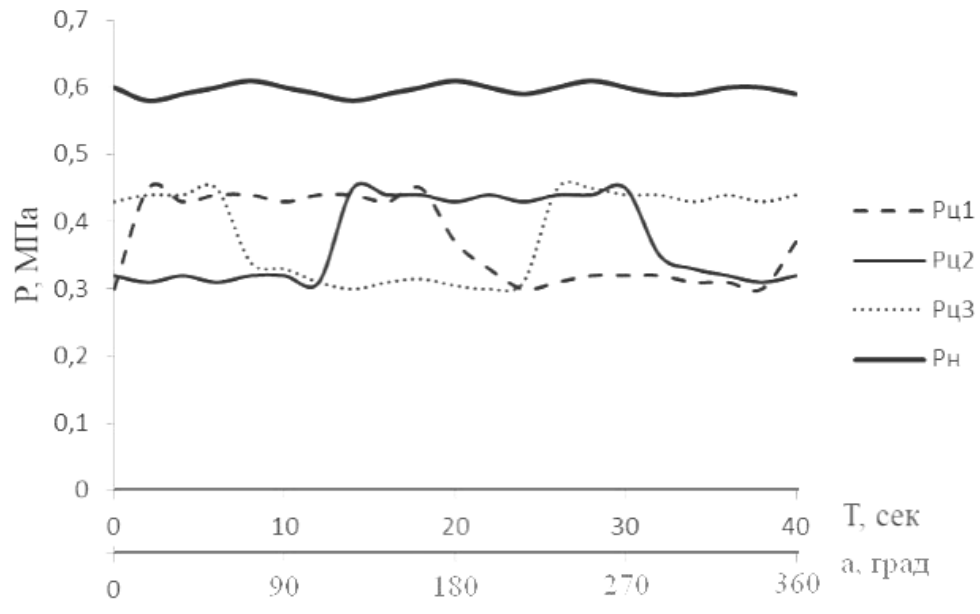
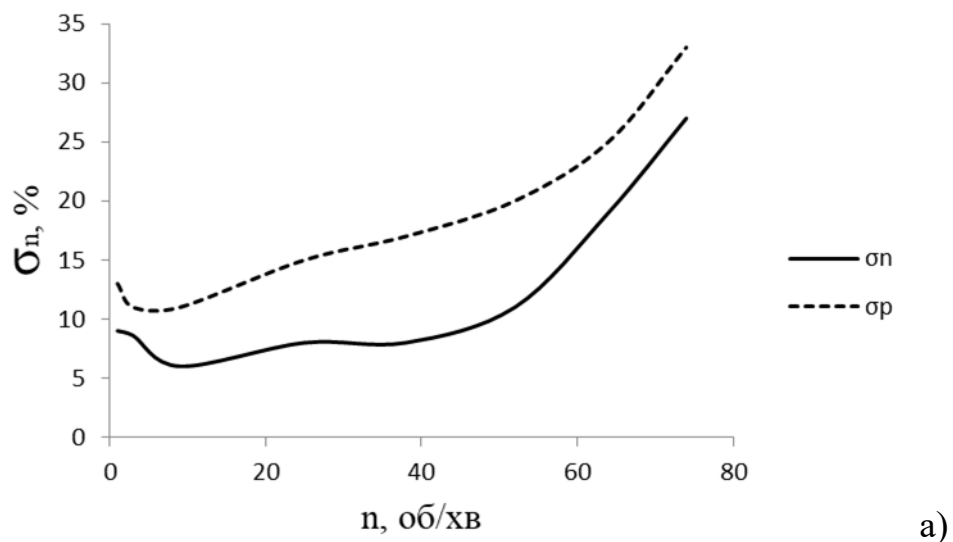


Рисунок 4.23 – Характер зміни тиску рідини в напірній магістралі та циліндрах при застосуванні дросельного пристрою:
а – в напірній магістралі; б – в зливній магістралі

Графічно зображені результати коливання тиску в циліндрах та напірній магістралі при частоті обертання вала 1,5 об/хв. на рис. 4.23.

Аналогічно досліджень моделей на електро- та пневмоциліндрів визначено характер зміни рівномірності обертання вала та тиску рідини в напірній магістралі при зміні частоти обертання дроселем в напірній та зливній магістралі.

Результати досліджень зображені на рис. 4.24.



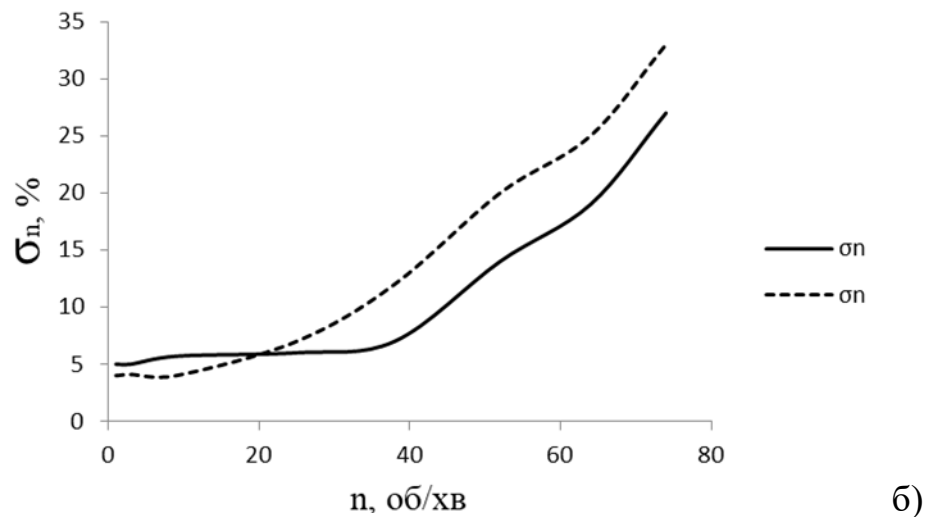


Рисунок 4.24 – Характер зміни рівномірності тиску та частоти обертання:
 а – управління дроселем в напірній магістралі; б – управління дроселем в зливній магістралі.

За результатами досліджень експериментально підтверджено, що управління дросельним пристроєм в зливній магістралі значно зменшує взаємовплив роботи циліндрів при створенні тиску підпору. При цьому змінюється характер зміни тиску в напірній магістралі та рівномірність обертання вихідного вала. Характер зміни тиску рідини в напірній магістралі НВГ та циліндрах зображено на рис. 4.24 б).

Дослідження роботи моделі мотора у складі вантажного механізму виконано шляхом встановлення на вихідний вал барабану з канатом який через поліспаст з'єднаний з крюковою підвіскою. За конструктивних умов механізма висота підйому вантажа складає 2 м. Експериментально визначена оптимальна вага вантажа який можна підіймати з різною швидкістю, управління якою відбувається дроселем в зливній магістралі.

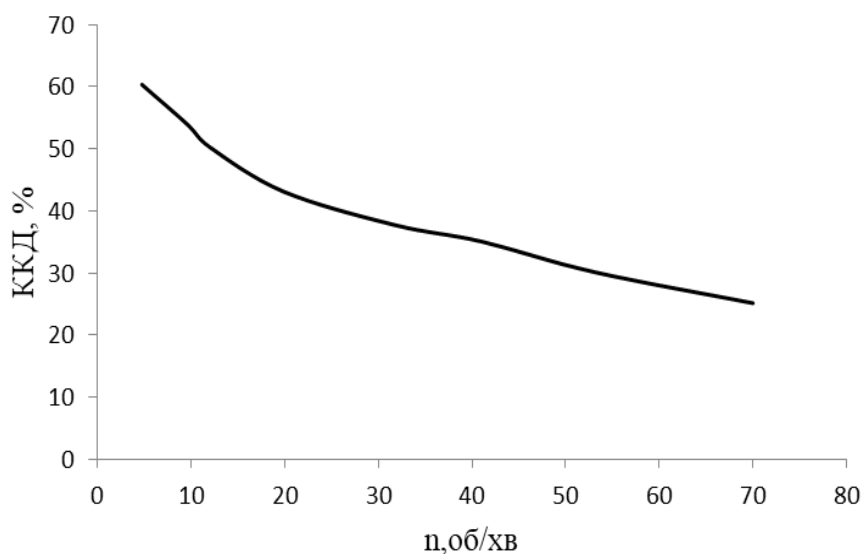
Числові середні значення досліджень наведені в табл. 4.3 дозволили визначити закономірності зміни ККД мотора від частоти обертання вала рис.4.25 рівень якого знижується при збільшенні частоти обертання. Таке явище пов'язане з конструктивними особливостями мотора, а саме

застосування трубопроводів з недостатньою пропускною здатністю на ділянці розподільник циліндр. На вказаній ділянці при максимальній частоті обертання швидкість течії рідини складає 4,5 м/с що викликає турбулентний режим течії та як наслідок до зростання втрат.

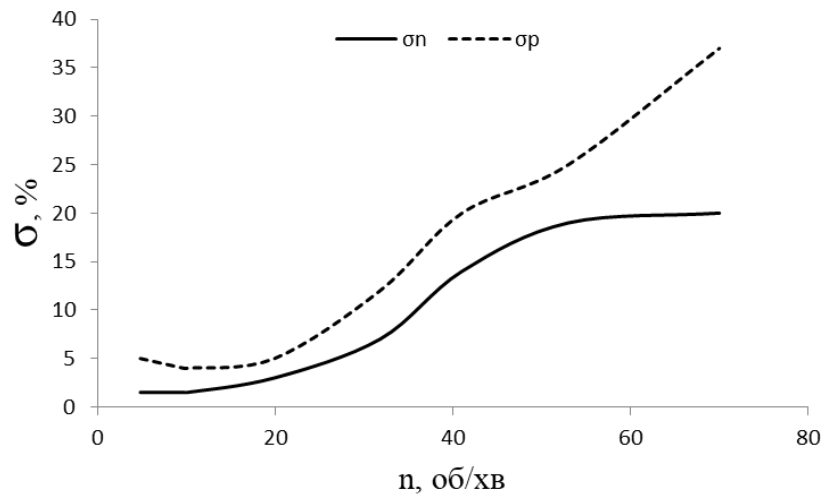
Таблиця 4.3 – Значення параметрів роботи мотора в складі механізму

№	P_m , МПа	$P_{др2}$, МПа	ΔP , МПа	n_b об/хв	Q_m , дм ³ /хв	V_g , м/с	G_b , кг	$\eta_{гм}$
1	0,6	0,35	0,25	4,77	0,086	0,005	4	0,603
2		0,32	0,28	9,65	0,175	0,010		0,539
3		0,3	0,3	13,11	0,183	0,011		0,503
4		0,25	0,35	19,89	0,360	0,021		0,431
5		0,2	0,4	31,79	0,575	0,033		0,377
6		0,17	0,43	41	0,742	0,043		0,351
7		0,1	0,5	53	0,959	0,055		0,302
8		0	0,6	70	1,267	0,073		0,251

P_m - тиск рідини в напірній магістралі, МПа; $P_{др2}$ – тиск рідини на дроселі в зливній магістралі, МПа; ΔP – перепад тиску, МПа; n_b – частота обертання вала мотора, об/хв.; Q_m – витрата рідини мотором, дм³/хв; V_g – швидкість підймання вантажа, м/с; G_b – вага вантажа, кг; $\eta_{гм}$ – ККД гідромотора.



а)



б)

Рисунок 4.25 – Характеристики роботи мотора у складі вантажного механізму:
 а – характер зміни ККД при зміні частоти обертання; б – характер зміни
 нерівномірності обертів та тиску в напірній магістралі при зміні частоти
 обертання вала.

Дослідження роботи моделі мотора у складі вантажопідйомного механізму дозволили визначити необхідність створення тиску підпору для досягнення більш стійкого режиму роботи. Графічне зображення результатів зміни нерівномірності обертання вала та зміни тиску в напірній магістралі рис. 4.25 відображає можливість реалізації низких обертів вала з незначною нерівномірністю.

Висновки

Підтвердження гіпотези про необхідність живлення циліндрів у складі НВГ досягнуто шляхом експериментальних досліджень на базі створених моделей з застосуванням електро-, пневмо- та гідроциліндрів.

Застосування індивідуальних джерел живлення для роботи моделі на базі електроциліндрів дозволило виявити взаємозалежність роботи циліндрів у складі мотора. Застосування індивідуальних джерел живлення дозволило зменшити загальну енергію на 20 % в порівнянні з її функціонуванням від загального джерела.

Дослідження моделі мотора з застосуванням пневмоциліндрів та індивідуальних регуляторів тиску виявили закономірність зменшення величини коливання тиску повітря в напірній магістралі при збільшенні величини регулювання кожним регулятором тиску. Це призводить до покращення рівномірності обертання вала.

Застосування дросельного вузла в моделі з гідроциліндрами дозволило досягти покращення рівномірності обертання вала шляхом створення тиску підпору. За результатами досліджень функціонування НВГ у складі вантажопідйомного механізму побудована залежність зміни ККД від частоти обертання вихідного вала.

5 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВІД ЗАСТОСУВАННЯ НВГ У СКЛАДІ ВАНТАЖНОГО ОБЛАДНАННЯ

5.1 Основні положення

Вантажне обладнання типу ТЭ-320-51120-01, яке експлуатується на підприємстві Харківської філії УГЦТС «Ліскі» підчас виконання розвантажувально-навантажувальних робіт. Собівартість роботи обладнання включає витрати електроенергії та витрати на утримання обладнання. Зниження витрат електричної енергії призведе до зниження собівартості робіт.

Ефективність діючого механізму залежить від ефективності кожного елемента, який входить до складу вантажного обладнання ТЭ-320-51120-01.

Використовуючи основні параметри механізму наведені у розділі 2.5 виконано основні розрахунки за розділом.

Таблиця 5.1 - Характеристики вантажного обладнання ТЭ-320-51120-01

№ п/п	Характеристика	Значення
1	Вантажопідйомність, Q, т	3.2
2	Висота підймання вантажу, м	12
3	Швидкість підймання вантажу, v, м/с	0.13
4	Електродвигун: - тип - потужність, кВт	4АСВ-132-АИЭ 6
5	Електромагніт гальмівного пристрою - потужність, кВт	МИС-5100М 0.8

5.2 Визначення загального ККД стандартного вантажного обладнання

Вантажне обладнання виконує корисну роботу з перевантаження штучних вантажів у складі крану. Прийmemo допущення – розглядається цикл підймання та опускання вантажу. Привод механізму складається з послідовно з'єднаних елементів електродвигуна для вантажних механізмів, циліндричного двоступеневого редуктора, барабана, поліспасти та паралельно включеного гальмівного пристрою.

Елементна база вантажного механізму ТЭ-320-51120-01 який виготовлений в 1982 р., вважається застарілою та знята з виробництва. Прийmemo допущення що характеристики окремих елементів відповідають характеристикам аналогів.

Електродвигуни для вантажних механізмів серії МТН, МТФ, МТФ, ДМТФ, 5МТН, 4МТН, АМТФ та інші, ККД яких $\eta_{\text{ек}} = 0,74..0,91$.

Таблиця 5.1 – технічна характеристика електродвигуна аналога

Тип двигуна	Потужність, кВт	Частота обертання, об/хв	ККД, %	Мпуск/Мном кН	Маса, кг
132S6	6,3	1000	76	2,7	68

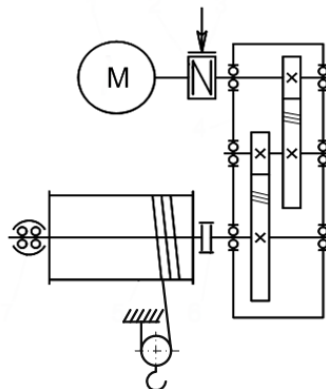


Рисунок 5.1 – Кінематична схема вантажного механізму.

Аналіз редукторів з передаточним числом близьким до $i = 74$, показав рівень ККД в діапазоні $\eta_{\text{ред}} = 0,58..0,95$. Прийmemo ККД редуктора приведенного

механізму $\eta_{ред} = 0,64$. Барабан вантажного механізму – ККД приймається $\eta_6 = 0,95$. ККД поліспасту визначається залежністю

$$\eta_{мп} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - \eta_{6n}^m}{1 - \eta_{6n}}, \quad (5.1)$$

де η_{6n} – ККД блока поліспаста, $\eta_{6n} = 0,95 \dots 0,98$ значення приймається з урахуванням типу підшипників які застосовуються в блокові поліспаста. Для підшипників ковзання менше значення ККД, для підшипників кочення максимальне значення ККД

m – кількість канатів на яких утримується поліспаст.

$$\eta_{мп} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - 0,95^2}{1 - 0,95} = 0,97$$

Вантажопідйомне обладнання обов'язково оснащено гальмівними пристроями, які в свою чергу споживають електричну енергію під час переміщення вантажу. Рівень споживання змінюється в залежності від режиму роботи та кількості включень, рівень споживання $N_r = 0,05 \dots 6,8 \text{ кВт}$. Для гальмівного механізму обладнання, що розглядається $N_r = 0,8 \text{ кВт}$

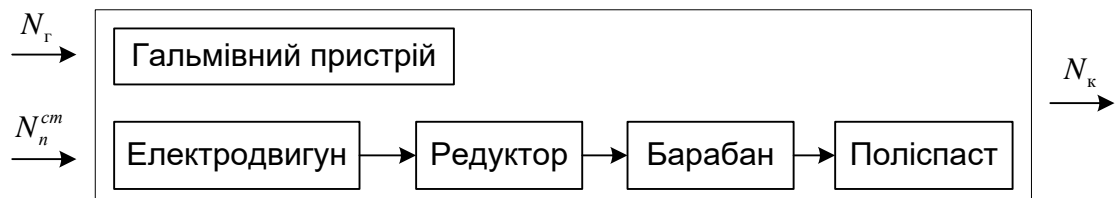


Рисунок 5.2 – Структурно-функціональна схема вантажного механізму.

Загальна підведена потужність визначається залежністю

$$N_{заг}^{cm} = N_{II}^{cm} + N_r \quad (5.2)$$

Підведена потужність механізму підйому вантажу

$$N_{II}^{cm} = \frac{N_{ек}}{\eta_{ек}}, \quad (5.3)$$

де $N_{ек}$ – потужність кранового електродвигуна, кВт;

$\eta_{ек}$ – ККД кранового електродвигуна.

$$N_{II}^{cm} = \frac{6,3}{0,76} = 8,28 \text{ кВт}$$

$$N_{заг}^{cm} = 8,28 + 0,8 = 9,08 \text{ кВт}$$

Корисна потужність підйому вантажу визначається залежністю

$$N_K = Q_B \cdot g \cdot V_B \quad (5.4)$$

$$N_K = 3,2 \cdot 9,81 \cdot 0,13 = 4,08 \text{ кВт}$$

Загальний ККД вантажного механізму визначається відношенням корисної потужності до підведеної

$$\eta_{заг}^{cm} = \frac{N_K}{N_{заг}^{cm}} \quad (5.5)$$

$$\eta_{заг}^{cm} = \frac{4,08}{9,08} = 0,45$$

Загальний ККД в свою чергу складається з добутку послідовно з'єднаних елементів

$$\eta_{заг}^{cm} = \eta_{ек} \cdot \eta_{ред} \cdot \eta_{б} \cdot \eta_{nn} \quad (5.6)$$

де $\eta_{ред}$ – ККД редуктора, $\eta_{ред} = 0,64$;

$\eta_{б}$ – ККД барабана, $\eta_{б} = 0,95$;

η_{nn} – ККД поліспасти $\eta_{nn} = 0,97$.

$$\eta_{заг}^{cm} = 0,76 \cdot 0,64 \cdot 0,95 \cdot 0,97 = 0,45$$

Отриманий ККД двома методами підтверджується рівністю значень.

5.3 Визначення загального ККД модернізованого вантажного механізму з застосуванням гідромотору на базі гідроциліндрів

Особливості функціонування високомоментного гідромотора на базі силових гідроциліндрів дозволяють відмовитись від використання редуктора у складі привода вантажного механізму. Використання гідромотору потребує

заміни електродвигуна. Робота електродвигуна для приводу гідравлічного насоса відрізняється від роботи електродвигуна кранового механізму. Для приводу насоса застосовуються електродвигуни загального призначення, ККД яких знаходиться на рівні $0.7 \dots 0.95$. Застосуємо електродвигун приводу насоса марки 4A112M2 У3 ККД якого $\eta_{el}^H = 0,92$.

Структурна схема модернізованого привода приведена на схемі рис. 5.3.

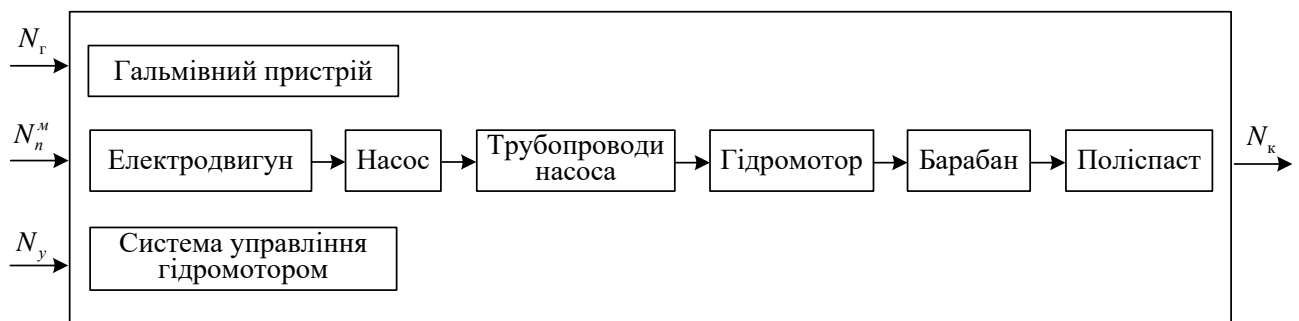


Рисунок 5.3 – Структурно-функціональна схема вантажного механізму при застосуванні НВГ на базі циліндрів та гальмівного пристрою.

Загальна підведена потужність визначається залежністю

$$N_{заг}^{М6} = N_{п}^M + N_r + N_y, \quad (5.7)$$

N_y – потужність яка споживається системою управління гідромотором, приймаємо $N_y = 0,2$ кВт

Підведена потужність модернізованого механізму підйому вантажу

$$N_{п}^{М6} = \frac{N_k}{\eta_{заг}^M}. \quad (5.8)$$

ККД модернізованого вантажного механізму, без урахування енергії гальмівного пристрою та системи управління, складається з послідовно з'єднаних елементів

$$\eta_{заг}^{М6} = \eta_{el}^H \cdot \eta_n \cdot \eta_{тн} \cdot \eta_m^6 \cdot \eta_b \cdot \eta_{пн}, \quad (5.9)$$

$$\eta_{заг}^{М6} = 0,92 \cdot 0,92 \cdot 0,95 \cdot 0,74 \cdot 0,95 \cdot 0,97$$

де η_n – ККД насоса, $\eta_n = 0,92$;

η_{mn} – ККД трубопроводів від насоса до мотора, $\eta_{mn} = 0,95$.

ККД гідромотора з застосуванням шести парно з'єднаних гідроциліндрів визначається залежністю визначено у розділі 3 $\eta_m^6 = 0,74$.

Підведена потужність модернізованого механізму підйому вантажу

$$N_{\Pi}^{m6} = \frac{4,08}{0,55} = 7,4 \text{ кВт}$$

Загальна підведена потужність визначається залежністю

$$N_{заг}^{m6} = 7,4 + 0,8 + 0,2 = 8,4 \text{ кВт}$$

Загальний ККД модернізованого вантажного механізму визначається відношенням корисної потужності до підведеної

$$\eta_{заг}^{m6} = \frac{N_{\kappa}}{N_{заг}^{m6}} \quad (5.10)$$

$$\eta_{заг}^{m6} = \frac{4,08}{8,4} = 0,49$$

ККД модернізованого вантажного механізму з застосуванням гідромотора на базі трьох гідроциліндрів відрізняється рівнем ККД від гідромотора на базі шести гідроциліндрів. Визначення загального ККД модернізованого вантажного механізму зводиться до визначення ККД гідромотора на базі трьох гідроциліндрів.

ККД гідромотора на базі трьох гідроциліндрів визначено у розділі 3 $\eta_m^3 = 0,79$

ККД модернізованого вантажного механізму, без урахування енергії гальмівного пристрою та системи управління, складається з послідовно з'єднаних елементів

$$\eta_{заг}^{m3} = \eta_{el}^u \cdot \eta_n \cdot \eta_{mn} \cdot \eta_m^3 \cdot \eta_b \cdot \eta_{mn} \quad (5.11)$$

$$\eta_{заг}^{m3} = 0,92 \cdot 0,92 \cdot 0,95 \cdot 0,79 \cdot 0,95 \cdot 0,97 = 0,59$$

Підведена потужність модернізованого механізму підйому вантажу

$$N_{\text{н}}^{\text{м3}} = \frac{4,08}{0,59} = 6,9 \text{кВт}$$

Загальна підведена потужність розраховується залежністю

$$N_{\text{заг}}^{\text{м3}} = 6,9 + 0,8 + 0,2 = 7,9 \text{кВт}$$

Загальний ККД модернізованого вантажного механізму визначається відношенням корисної потужності до підведеної

$$\eta_{\text{заг}}^{\text{м3}} = \frac{N_{\text{к}}}{N_{\text{заг}}^{\text{м3}}} \quad (5.12)$$

$$\eta_{\text{заг}}^{\text{м3}} = \frac{4,08}{7,9} = 0,52.$$

Відомо що управління кутом нахилу основної стріли гідрофікованих мобільних кранів виконується гідроциліндром. Гідроциліндр утримує навантаження самої стріли та вантаж на крюковій підвісці. Виконання приведених умов вирішується наявністю гідрозамка в системі управління гідроциліндром. Конструкція гідромотору створеного на базі гідроциліндрів передбачає наявність гідро замків та клапанних розподільників в системі управління.

Подібність систем управління гідроциліндра управління кутом нахилу стріли крану та гідроциліндрів у складі гідромотору дозволяє відмовитись від застосування гальмівного пристрою у складі модернізованого вантажного механізму конструктивні рішення наведено на рис.5.5.

Структурна схема вантажного механізму без застосування гальмівного пристрою показана на рис. 5.4.

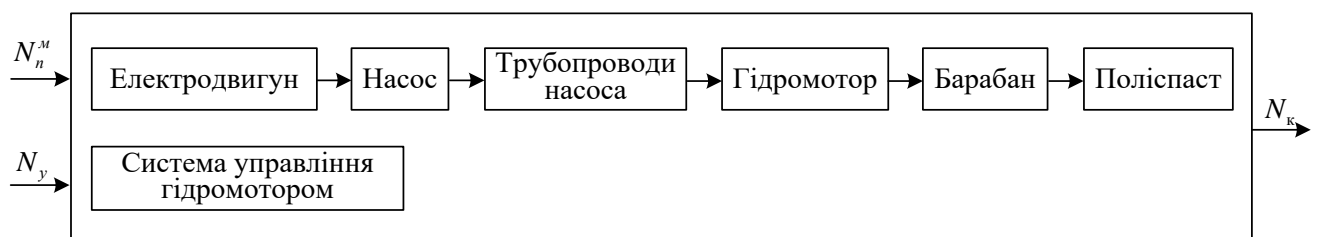


Рисунок 5.4 – Структурно-функціональна схема механізму з застосуванням НВГ на базі циліндрів без застосування гальмівного пристрою.

Загальна підведена потужність з гідромотором на базі шести гідроциліндрів без гальмівного пристрою визначається залежністю

$$N_{заг}^{м6.1} = N_n^{м6} + N_y \quad (5.13)$$

$$N_{заг}^{м6.1} = 7,4 + 0,2 = 7,6кВт$$

Загальний ККД модернізованого вантажного механізму без гальмівного пристрою визначається залежністю

$$\eta_{заг}^{м6.1} = \frac{N_k}{N_{заг}^{м6.1}} \quad (5.14)$$

$$\eta_{заг}^{м6.1} = \frac{4,08}{7,6} = 0,54$$

Загальна підведена потужність з гідромотором на базі трьох гідроциліндрів без гальмівного пристрою визначається залежністю

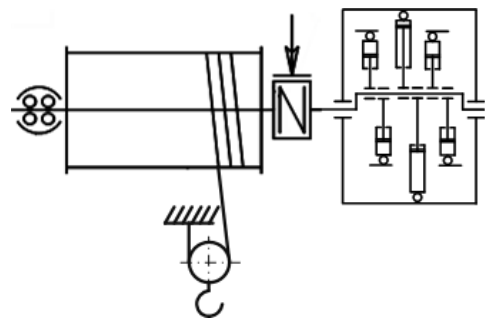
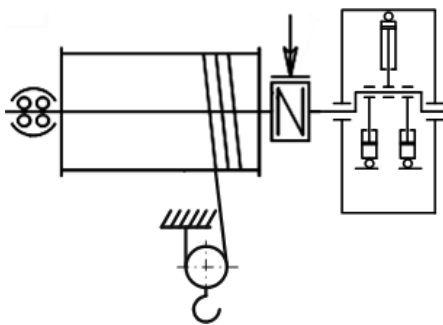
$$N_{заг}^{м3.1} = N_n^{м3} + N_y \quad (5.15)$$

$$N_{заг}^{м3.1} = 6,9 + 0,2 = 7,1кВт$$

Загальний ККД модернізованого вантажного механізму без гальмівного пристрою визначається залежністю

$$\eta_{заг}^{м3.1} = \frac{N_k}{N_{заг}^{м3.1}} \quad (5.16)$$

$$\eta_{заг}^{м3.1} = \frac{4,08}{7,1} = 0,57$$



a)

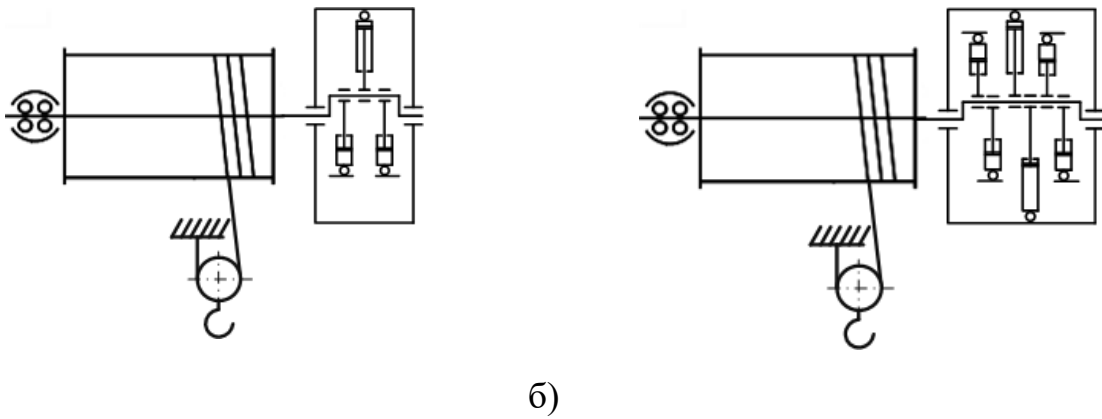


Рисунок 5.5 – Кінематичні схеми ватажного механізму при застосуванні трьох та трьох пар циліндрів:
 а – з застосуванням гальмівного пристрою; б – без застосування гальмівного пристрою.

5.4 Визначення економії електроенергії від модернізації вантажного механізму

Економія потужності від модернізації вантажного механізму з застосуванням гальмівного пристрою

- гідромотор на базі шести гідроциліндрів

$$\Delta N_{zn}^6 = N_{zag}^{cm} - N_{zag}^{m6} \quad (5.17)$$

$$\Delta N_{zn}^6 = 9,08 - 8,4 = 0,68 \text{ кВт}$$

- гідромотор на базі трьох гідроциліндрів

$$\Delta N_{zn}^3 = N_{zag}^{cm} - N_{zag}^{m3} \quad (5.18)$$

$$\Delta N_{zn}^3 = 9,08 - 7,9 = 1,18 \text{ кВт}$$

Економія потужності від модернізації вантажного механізму без застосуванням гальмівного пристрою

- гідромотор на базі шести гідроциліндрів

$$\Delta N_{\text{гп}}^6 = N_{\text{заг}}^{\text{см}} - N_{\text{заг}}^{\text{м6.1}} \quad (5.19)$$

$$\Delta N_{\text{гп}}^6 = 9,08 - 7,6 = 1,48 \text{ кВт}$$

- гідромотор на базі трьох гідроциліндрів

$$\Delta N_{\text{гп}}^3 = N_{\text{заг}}^{\text{см}} - N_{\text{заг}}^{\text{м3.1}} \quad (5.20)$$

$$\Delta N_{\text{гп}}^3 = 9,08 - 7,1 = 1,98 \text{ кВт}$$

5.5 Визначення економії електроенергії при роботі модернізованого вантажного механізму продовж року

Визначення економії електроенергії, яка споживається вантажним механізмом залежить від кількості годин її роботи в продовж року, яка визначається залежністю.

$$T_p = n_{\text{р\o}} \cdot T_{\text{зм}} \cdot K_{\text{ч}} \quad (5.21)$$

де $n_{\text{р\o}}$ – кількість робочих днів в 2019 році, $n_{\text{р\o}} = 250$ днів;

$T_{\text{зм}}$ – тривалість робочої зміни, прийmemo при двозмінній роботі

$T_{\text{зм}} = 16$ год;

$K_{\text{ч}}$ – коефіцієнт використання вантажного механізму за часом, $K_{\text{ч}} = 0,76$.

$$T_p = 250 \cdot 16 \cdot 0,6 = 2400 \text{ годин.}$$

Економія електроенергії за рік роботи модернізованим вантажним механізмом з застосуванням гальмівного пристрою

- гідромотор на базі шести гідроциліндрів

$$N_{\text{зн.р}}^{\text{м6}} = \Delta N_{\text{гп}}^6 \cdot T_p \quad (5.22)$$

$$N_{\text{зн.р}}^{\text{м6}} = 0,68 \cdot 2400 = 1632 \text{ кВт}$$

- гідромотор на базі трьох гідроциліндрів

$$N_{зп.р}^{м3} = \Delta N_{гп}^3 \cdot T_p \quad (5.23)$$

$$N_{зп.р}^{м3} = 1,18 \cdot 2400 = 2832 \text{кВт}$$

Економія електроенергії за рік роботи модернізованим вантажним механізмом без застосування гальмівного пристрою

- гідромотор на базі шести гідроциліндрів

$$N_{бзп.р}^{м6} = N_{заг}^{м6.1} \cdot T_p \quad (5.24)$$

$$N_{бзп.р}^{м6} = 1,48 \cdot 2400 = 3552 \text{кВт}$$

- гідромотор на базі трьох гідроциліндрів

$$N_{бзп.р}^{м3} = N_{заг}^{м3.1} \cdot T_p \quad (5.25)$$

$$N_{бзп.р}^{м3} = 1,98 \cdot 2400 = 4752 \text{кВт}$$

В грошовому вимірюванні (грн.) величини економії електроенергії встановлюються за формулами:

з застосуванням гальмівного пристрою:

- гідромотор на базі шести гідроциліндрів

$$A_{зр.вит}^6 = N_{зп.р}^{м6} \cdot Ц_{ел} \quad (5.26)$$

- гідромотор на базі трьох гідроциліндрів

$$A_{зр.вит}^3 = N_{зп.р}^{м3} \cdot Ц_{ел} \quad (5.27)$$

без застосування гальмівного пристрою:

- гідромотор на базі шести гідроциліндрів

$$A_{зр.вит.1}^6 = N_{бзп.р}^{м6} \cdot Ц_{ел} \quad (5.28)$$

- гідромотор на базі трьох гідроциліндрів

$$A_{зр.вит.1}^3 = N_{бзп.р}^{м3} \cdot Ц_{ел} \quad (5.29)$$

$Ц_{ел}$ – ціна електроенергії для підприємств, складає 2.55 грн. за 1 кВт.

$$A_{зр.вит.}^3 = 2832 \cdot 2,55 = 7221,6 \text{грн}$$

$$A_{\text{гр.внт.1}}^3 = 4752 \cdot 2,55 = 12117,6 \text{ грн}$$

$$A_{\text{гр.внт.}}^6 = 1632 \cdot 2,55 = 4161,6 \text{ грн}$$

$$A_{\text{гр.внт.1}}^6 = 3552 \cdot 2,55 = 9057,6 \text{ грн}$$

5.6 Методологія проектування низькооберткових високомоментних гідромоторів на базі циліндрів

Параметри гідромотора який проектується залежать від параметрів гідроциліндрів. Для гідромоторів на базі трьох гідроциліндрів діаметр циліндра визначається залежністю (5.34), параметри потужності та частоти обертання задаються з вимог механізму який розглядається.

Частота обертання валу високомоментного гідромотора відповідає частоті обертання барабану, яка визначається залежністю

$$n_m = \frac{30 \cdot V \cdot m}{R_\sigma \cdot \pi}, \quad (5.30)$$

$$n_m = \frac{30 \cdot 0,13 \cdot 2}{0,175 \cdot 3,14} = 14 \text{ об/хв.}$$

де V – швидкість піднімання вантажу, $V = 0,13$ м/с;

m – кратність поліспасти $m = 2$;

R_σ – радіус барабану, $R_\sigma = 0,175$ м.

Потужність гідромотора N_m для вантажопідйомного механізму визначається залежністю

$$N_m = \frac{N_k}{\eta_\sigma \cdot \eta_{mn}}, \quad (5.31)$$

$$N_m = \frac{4,08}{0,95 \cdot 0,97} = 4,43 \text{ кВт}$$

Чисельні розрахунки формул (3.2-3.6) для гідромотора з парною кількістю циліндрів визначають його основні параметри.

Визначення параметрів мотора на базі трьох циліндрів виконано шляхом чисельних розрахунків за формулами (1.1-1.7)

Таблиця 5.4 – основні параметри високомоментного гідромотору

Кількість гідроциліндрів гідромотору	Відношення діаметрів штоку до циліндра ϵ	Розрахунковий діаметр циліндра $D_p, \text{мм}$	Прийнятний діаметр циліндра $D_n, \text{мм}$	Діаметр штока $d, \text{мм}$	Хід поршня $S, \text{мм}$	Об'єм робочої камери, $\text{см}^3/\text{об}$ V_k	Крутний момент $M_{кр}, \text{кНм}$	Потужність створеного мотора $N_B, \text{кВт}$	ККД гідромотора η_m	Потужність яка споживається гідромотором $N_{лм}, \text{кВт}$
3	0.707	79.55	80	56	80	1205.76	3.07	4.5	0.79	5.7
6	0.4	51.53	50	20	50	1083.31	2.76	4.04	0.74	5.5

Визначення розмірів високомоментного низько обертового гідромотора полягає у визначенні розмірів гідроциліндрів та розмірів корпусу, з а приведеною розрахунковою схемою на рис.5.3.

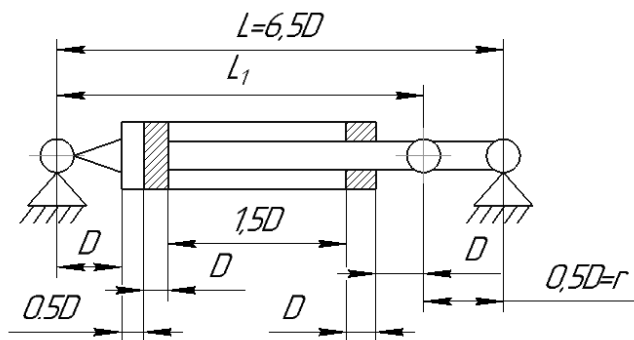


Рисунок 5.6 – Розрахункова схема для визначення розмірів гідромотору який створюється.

Діаметр та ширина корпусу при розміщенні гідроциліндрів по колу та рядному відповідно

$$D_k ; W_p = 2 \cdot L = 13 \cdot D \quad (5.32)$$

Довжина корпусу при розміщенні гідроциліндрів по колу

$$B_{kk} = Z \cdot D \quad (5.33)$$

Довжина корпусу при рядному розміщенні гідроциліндрів

$$B_{кр} = Z \cdot D + 3D \quad (5.34)$$

Висота корпусу при рядному розміщенні

$$H_{кр} = 2D \quad (5.35)$$

Визначення маси низько обертового потребує прийняти допущення: приведений діаметр вала відповідає діаметру циліндра, маса елементів системи управління гідромоторів, розподільники, гідрозамки, трубопроводи складає величину 5% від маси гідромотору.

Маса гідромотору визначається

$$G_m = (G_k + G_v + G_z \cdot Z) \cdot K_z, \quad (5.36)$$

G_k – маса корпусу гідромотора, кг;

G_v – маса вала, кг;

G_z – маса гідроциліндра, кг.

Питомі показники створеного високомоментного гідромотора на базі гідроциліндрів визначаються відомими залежностями

Питомий масовий показник крутного моменту

$$K_m = \frac{G_m}{M_{кр}} \quad (5.37)$$

Питомий масовий показник потужності

$$K_p = \frac{G_m}{N} \quad (5.38)$$

Результати розрахунків за формулами (5.32-5.38) приведені в таб. 5.4.

Таблиця 5.4 – Розміри, маса та питомі показники високомоментних гідромоторів на базі гідроциліндрів

Кількість гідроциліндрів	Розміщення по колу					Рядне розміщення					
	Діаметр $D_{кр}$, мм	Довжина $B_{кр}$, мм	Маса $G_{кр}$, кг	кг/Нм K_M	кг/кВт K_P	Ширина W_F , мм	Довжина $B_{кр}$, мм	Висота $H_{кр}$, мм	Маса $G_{кр}$, кг	кг/Нм K_M	кг/кВт K_P
3	1058	150	148.3	0.048	32.96	580	400	170	92.3	0.03	20.52
6	668	300	91.5	0.033	22.65	668	450	110	100.5	0.036	24.87

5.7 Визначення металоемності модернізованого вантажного механізму

За паспортними даними вантажного механізму, загальна вага якого складає 470 кг. Всю чергу загальна маса складається від окремих елементів.

Маса стандартного вантажного механізму

$$G_{\text{вм}}^{\text{см}} = (G_{\text{ел}}^{\text{с}} + G_{\text{ред}} + G_{\text{б}} + G_{\text{кп}} + G_{\text{зн}} + G_{\text{мп}}) \quad (5.39)$$

За характеристиками окремих елементів вантажних механізмів:

$G_{\text{ел}}^{\text{с}}$ – маса електричного двигуна вантажних механізмів, $G_{\text{ел}}^{\text{с}} = 68 \text{ кг}$;

$G_{\text{ред}}$ – маса редуктора, $G_{\text{ред}} = 130 \text{ кг}$;

$G_{\text{б}}$ – маса вантажного барабана з урахуванням маси канату, $G_{\text{б}} = 105 \text{ кг}$;

$G_{\text{кп}}$ – маса крюкової підвіски, $G_{\text{кп}} = 20 \text{ кг}$;

$G_{\text{зн}}$ – маса гальмівного пристрою, $G_{\text{зн}} = 50 \text{ кг}$

$G_{\text{мп}}$ – маса механізму переміщення, $G_{\text{мп}} = 100 \text{ кг}$.

$$G_{\text{вм}}^{\text{см}} = (68 + 130 + 105 + 20 + 50 + 100) = 473 \text{ кг} .$$

Маса модернізованого вантажного механізму с гальмівним пристроєм

$$G_{\text{вм}}^{\text{м2}} = (G_{\text{нс}} + G_{\text{м}} + G_{\text{б}} + G_{\text{кп}} + G_{\text{зн}} + G_{\text{мп}}) \quad (5.40)$$

Маса модернізованого вантажного механізму без гальмівного пристрою

$$G_{\text{вм}}^{\text{м}} = (G_{\text{нс}} + G_{\text{м}} + G_{\text{б}} + G_{\text{кп}} + G_{\text{мп}}) \quad (5.41)$$

$G_{\text{нс}}$ – маса насосної станції, $G_{\text{нс}} = 60 \text{ кг}$.

Величина зниження металоемності механізму від модернізації

$$\Delta G = G_{\text{вм}}^{\text{см}} - G_{\text{вм}}^{\text{м2}} \quad (5.42)$$

В залежності від конструктивного виду та кількості гідроциліндрів низькообертового гідромотора, величина маси механізму змінюється.

Результати приведені в таблиці 5.4.

Таблиця 5.5 – масові характеристики модернізованого механізму.

Кількість гідроциліндрів	Розміщення по колу			Рядне розміщення		
	Маса G_{mk} , кг	Маса G_{vm}^M , кг	ΔG , кг	Маса G_{mk} , кг	Маса G_{vm}^M , кг	ΔG , кг
З гальмівним пристроєм						
3	148,3	483,3	збільшення на 10,3	92,3	427,3	45,7
6	91,5	426,5	46,5	100,5	435,5	37,5
Без гальмівного пристрою						
3	148,3	433,3	39,7	92,3	377,3	95,7
6	91,5	376,5	96,5	100,5	385,5	87,5

5.8 Визначення економії грошових витрат та терміну окупності механізму при застосуванні низькообертового високомоментного гідромотора на базі циліндрів

Розрахунок калькуляції необхідних елементів гідромотору, їх транспортування та монтаж ведемо в таблиці 5.7. Вартість усіх елементів вузла взята згідно даних заводу виробника «Гидросила ГРУП». Витрати на транспортування необхідних елементів можна прийняти у розмірі 5-10% від ціни придбання, витрати на монтаж - 5-10%.

Таблиця 5.7 - Калькуляція придбання, транспортування та монтажу елементів гідромотору

№ П/П	Статті калькуляції	Кількість	Ціна за одиницю, грн.	Транспортні витрати (5%), грн.	Монтажні витрати (10%), грн.	Ціна разом, грн
1	Гідроциліндр	6 шт	1500	450	900	10350
2	Розподільники	3 шт	1200	180	360	4140
3	Гідрозамки	4 шт	960	192	384	4032
4	Насосна станція	1 шт	7600	380	760	8740
5	Гідравлична рідина	50 л	42	105	210	2415
6	Допоміжна апаратура (патрубки, фільтри, дроселі, клапани та інш)		6000	300	600	6900
	Разом					36577

Основна зарплата основних робітників при відрядній та погодинній формах оплати праці на виготовлення одного виробу:

$$\sum Z_{осн} = \sum_{i=1}^m t_H \cdot \overline{ГТС}, \quad (5.43)$$

де $Z_{осн}$ - основна зарплата за виготовлення одного виробу, грн;

Σt_H - сумарна трудомісткість виготовлення вузла, год., $\Sigma t_H = 30$ люд/год,

$\overline{ГТС}$ - середня годинна тарифна ставка робітників на виготовленні вузла, або середньогодинна заробітна плата (приймати діючу на момент розрахунку), $\overline{ГТС}$ слюсаря 5-ого розряду 36,25 грн.

$$Z_{осн} = 30 \cdot 36,25 = 1087,5 \text{ грн.}$$

Додаткова заробітна плата основних робітників $Z_{доп}$, грн,

$$Z_{доп} = \frac{H_d \cdot Z_{осн}}{100}, \quad (5.44)$$

де H_d - відсоток додаткової зарплати від основної приймається від 20%.

$$Z_{доп} = \frac{20 \cdot 1087,5}{100} = 217,5 \text{ грн.}$$

Відрахування на соціальні заходи $B_{соц}$, грн,

$$B_{соц} = \frac{H_{соц} (Z_{осн} + Z_{доп})}{100}, \quad (5.45)$$

де $H_{соц}$ - норматив відрахувань на соціальні заходи, $H_{соц} = 37,61$ %.

$$B_{соц} = \frac{37,61 \cdot (1087,5 + 217,5)}{100} = 490,8 \text{ грн.}$$

Загальновиробничі витрати $Z_{зв}$ - це комплексна стаття, яка включає:

1) витрати на управління виробництвом (на утримання робітників апарату управління виробництвом, на оплату службових відряджень персоналу цехів дільниць у межах норм, передбачених законодавством);

2) амортизацію основних засобів та інших необоротних матеріальних активів загальновиробничого (цехового, дільничого) призначення;

3) витрати на охорону праці та багато інших витрат.

$$Z_{зв} = \frac{H_{зв} \cdot (Z_{осн} + Ц_{нов.вузлів} + Зенер)}{100}, \quad (5.46)$$

де $Ц_{нов.вуз}$ – вартість нового вузла (таблиця 6.1), $Ц_{нов.вуз} = 36577$ грн;

$H_{зв}$ – норматив загальноновиробничих витрат $H_{зв} = 50\%$

$$Z_{зв} = \frac{50 \cdot (1087,5 + 36577)}{100} = 18832,25 \text{ грн.}$$

За даними вище приведених розрахунків складається планова калькуляція виробничої собівартості вузла (таблиця 5.6).

Таблиця 5.7 – Планова калькуляція виробничої собівартості вузла

Стаття калькуляції	Сума витрат, грн
1	2
1 Придбання елементів гідромотору	36577
2 Основна зарплата основних робітників	1087,5
3 Додаткова зарплата основних робітників	217,5
4 Відрахування на соціальні заходи	490,8
5 Загальноновиробничі витрати	18832,25
Разом виробнича собівартість вузла	57205,05

Термін окупності модернізованого механізму складає

$$T_o = \frac{Ц_{всв}}{A_{гр.вит.1}^6} \quad (5.47)$$

$$T_o = \frac{57205,05}{9057,6} = 6,3 \text{ років}$$

Економія грошових витрат на використання електроенергії за 10 років складає 90576 грн. При збільшенні вартості електроенергії, економія збільшиться, термін окупності буде зменшуватись.

Висновки

Запропонована методологія визначення загального ККД НВГ на базі циліндрів дозволяє з застосуванням ситсемного підходу визначити загальний ККД механізму в цілому. Цей параметр є основним для оцінки енерго-ефективності його функціонування. На цій основі визначено загальний ККД вантажопідйомного механізму базової конструкції у складі крана.

За результатами теоретичних досліджень, визначені основні параметри НВГ на базі циліндрів при його застосуванні у складі вантажопідйомного механізму. Запропонована методологія проектування НВГ на базі циліндрів, на основі якої визначені параметри загального ККД та металоємності механізму нової конструкції з застосуванням НВГ на базі циліндрів. Разом з тим запропонований варіант конструкції механізму без застосування гальмівного пристрою.

За результатами розрахунків величина максимальної економії електроенергії складає 3552 кВт/р., в грошовому еквіваленті 9057,6 грн/р. відповідно до вартості електроенергії на 2019 р. Термін окупності механізму нової конструкції складає 6 років.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена вирішенню науково-практичної задачі, а саме, зменшення неефективних втрат в структурі механізмів БКВРМ. Досягнуто рішення задачі шляхом розробки теорії проектування НВГ на базі циліндрів з визначенням їх основних параметрів при механічному з'єднанні штоків і гідравлічному з'єднанні їх різнойменних робочих порожнин та створення системи управління скоординованим рухом штоків циліндрів для отримання прямого та зворотного обертового руху вала НВГ.

Основні результати і висновки з даної роботи наступні:

1. Аналіз конструктивних рішень НВГ на базі циліндрів показав, що в 1954 р. був розроблений мотор на базі трьох циліндрів для привода вантажного механізму. Такий механізм наведено без застосування редуктора, гальмівного пристрою, гідравлічної схеми та системи управління циліндрами. До подібного рішення відноситься конструкція мотора на базі трьох циліндрів (патент № 74601 2006 р.). Конструкції моторів на базі циліндрів повинні працювати при дотриманні, рівності швидкості руху штоків та здатних передавати своїми штоками однакових зусиль при виконанні ними прямих і зворотних рухів. Для дотримання вказаних вище умов, для таких моторів, необхідно забезпечити відношення діаметра штока до діаметра поршня рівним 0,707.

2. Вперше встановлено залежність для визначення загального ККД НВГ на базі гідроциліндрів як системи, що базується на основі системного підходу. Користуючись теоретичними знаннями, що базуються на послідовному та паралельному схемному з'єднанні складових елементів у систему, створено структурно-функціональну схему НВГ на базі циліндрів. Отримано змішану схему з'єднання елементів системи НВГ, яка дозволила отримати залежність для визначення загального ККД з урахуванням знання відомої корисної потужності на валу мотора. Вперше запропоновано залежність для визначення діаметра поршня гідроциліндрів у складі НВГ, яка враховує корисну

потужність на його валу, ККД гідромотора, частоту його обертання та гідравлічне з'єднання різнойменних порожнин циліндрів.

3. Застосування стикового з'єднання послідовно дванадцяти зворотних клапанів з гідравлічним управлінням робочими поверхнями з додатковими проміжними вставками згідно створеної гідравлічної схеми мотора дозволило вперше створити СУ НВГ на базі циліндрів, що дало змогу зменшити гідромеханічні втрати в гідросистемі мотора пропорційно зменшенню загальної довжини трубопроводів.

4. Застосування механічних кінцевих перемикачів разом з одним ексцентриковим кулачком, форма якого відповідає режимам роботи циліндрів рівномірно розміщених по колу, дозволило реалізувати безперервний обертовий рух вихідного вала мотора. Створена електрична схема системи скоординованого руху штоків циліндрів дала змогу визначати напрям обертального руху до його початку та забезпечити сталий обертовий рух вала НВГ.

5. Теоретичні дослідження закономірностей руху штоків циліндрів для варіантів конструкцій мотора на базі трьох циліндрів і на базі трьох пар циліндрів показали однакові результати. Тому фізичне моделювання та експериментальні дослідження виконано із застосуванням трьох циліндрів при включенні поршневих порожнин.

5.1 Результати досліджень функціонування моделі з застосуванням електроциліндрів показали зниження рівня споживання енергії мотором при застосуванні індивідуальних джерел живлення циліндрів на 20 % на відміну від застосування загального джерела живлення.

5.2 Застосування індивідуальних регуляторів тиску для живлення пневмоциліндрів дозволили виключити пульсації тиску в напірній магістралі. Нерівномірність частоти обертання вала з застосуванням індивідуальних регуляторів тиску змінюється в діапазоні 10 – 18 % відповідно зміни діапазону частоти обертання вала 60 – 150 об/хв.

5.3 Дослідження моделі мотора на базі гідроциліндрів в діапазоні частоти обертання вала 1–70 об/хв виявили ефективне застосування дроселя в зливній магістралі, за допомогою якого відбувається управління частотою обертання. Пульсації тиску робочої рідини в напірній магістралі майже відсутні і складають 2 %.

6. Застосування та дослідження моделі мотора на базі гідроциліндрів у складі вантажопідйомного механізму дозволили визначити залежність зміни його ККД від частоти обертання вала.

Для вантажопідйомного механізму запропоновано залежності для визначення загального ККД для базової та нової конструкції з застосуванням НВГ на базі циліндрів. Величина максимальної економії електроенергії складає 3552 кВт/р., у грошовому еквіваленті 9057,6 грн/р. відповідно до вартості електроенергії на 2019 р.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Сурашов Н. Т. Рациональное использование стреловых кранов на строительномонтажных работах: монография / Н. Т. Сурашов, М. И. Гудович. – Алматы: КазНТУ, 2014. – 215 с.
2. Авилова И. П. Некоторые стреловые и башенные краны, используемые в современном отечественном строительстве: справочник к методическим указаниям к выполнению РГЗ и курсового проекта по дисциплине «Организация, планирование и управление в строительстве» / И. П. Авилова. – Белгород : БГТУ им. Шухова, 2008. – 50 с.
3. Строительные машины: справочник: в 2 т. Т. 1. Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог / А. В. Ранев, В. Ф. Корелин, А. В. Жаворонков [и др.]; под общ. ред. Э. Н. Кузина. – 5-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1991. – 496 с.
4. Справочник по кранам: в 2т Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В. И. Брауде, М. М. Гохберг, И. Е. Звягин [и др.]; под общ. ред. М. М. Гохберга. – М. : Машиностроение, 1988. – 536 с.
5. Колесник Н. П. Расчеты строительных кранов / Н. П. Колесник. – К. : Выща шк., 1985. – 240 с.
6. Тимошенко В. К. К выбору параметров стрелоподъемного механизма / В. К. Тимошенко, С. А. Дубовик // Строительные и дорожные машины. – 1984. - №1. – С. 27-29.
7. Башкиров В. А. Выбор оптимальных параметров стрелоподъемного механизма с гидроприводом / В. А. Башкиров // Строительные и дорожные машины. – 1982. – №4 – С. 14-16.
8. Исаков Э. Н. Режим эксплуатации механизма подъема стреловых самоходных кранов грузоподъемностью 25 т и более / Э. Н. Исаков, З. Б. Харас, Г. А. Бабаян // Строительные и дорожные машины. 1981. - №6. С. 21-23.
9. Дрогобычский завод автомобильных кранов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.dak.com.ua/>

10. Баранова Л.А. «Механизированные и механизированные комплексы для ремонта и содержания железнодорожного пути»: учеб. пособие / Л.А. Баранова. – Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2006. – 159 с.
11. Соломонов С.А. Путевые машины: Учебник для вузов ж.-д. транс./ С.А. Соломонов, М. В. Попович, В. М. Бугаенко и др. / Под ред. С. А. Соломонова. М.: Желдориздат 2000-756с.
12. Анфимов М. И. Редукторы. Конструкции и расчет. Изд. 4-е перераб. и доп. М.: «Машиностроение», 1993., 463 с.
13. Бойко Л.С. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения: Справочник/ Л. С. Бойко, А. З. Высоцкий, Э. Н. Галиченко и др. / —М.: Машиностроение, 1984. — 247 с.
14. Гинзбург Е.Г. Зубчатые передачи: справ. /Л.С, Гинзбург, Н. Ф. Голованов, Н. В. Фирун, и др../ - Л.: Машиностроение, Ленинград. Отд-ние, 1980. 416 с.
15. Панасенко Н. Н. Техническое диагностирование зубчатых передач / Н. Н. Панасенко, П. В. Яковлев / Технадзор. 2013. №12 (85). С. 68-69.
16. Киевский редукторный завод [Электронный ресурс]. – Режим доступа:
http://gidromash.com.ua/motoredutory?gclid=CjwKCAiA8ejuBRAaEiwAn-iJ3o6ZtUzEFb4HwTq92_5e5osrLWw1Zfi1h6yupRiTtJCetgGefShZHhoCFUsQAvD_BwE
17. Цилиндрическая передача. / Айрапетов Э.Л., Гребенников А.С., Федосеев Ю. Н. Авторское свидетельство СССР № 1698530А1, кл. F16 H1/08, опубл. Б. И. №46, 1991.
18. Планетарная шевронная зубчатая передача. / Айрапетов Э.Л., Апархов В.И., Артамонов О.М., Генкин М.Д., Рохлин С.Б. Авторское свидетельство СССР № 769150, кл. F16 H1/48, опубл. Б. И. № 37, 1980.
19. Ямпольский И.Д., Прусс Л.В., Пальченко В.И. Исследование надежности работы соосных редукторов с плавающими центральными элементами //Труды МВТУ, № 139: Машиностроение, выпуск 3. Калуга, 1970, с. 463-470.

20. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. В.Н. Кудрявцева, Ю.Н. Кудряшева. Л.: Машиностроение, 1977, 536 с.
21. Заблонский К.И. Зубчатые передачи. Киев: Техтка, 1977, 205 с.
22. Айрапетов Э.Л. Динамическое нагружение многопарных передач зацеплением//Вестник машиностроения, 1991. -№8(9), с. 18-21 (19-21).
23. КПД (коэффициент полезного действия) редуктора. [Электронный ресурс] – Режим доступа: [http:// ryazan-privod.ru/faq16.html](http://ryazan-privod.ru/faq16.html)
24. Докунин А.В. Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия / А.В. Докунин, А.Я. Рогов, Л.С. Фейфец // М.: Машиностроение, 1980. – 288 с
25. Дьячков Б.И. Высокомоментные гидромоторы однократного действия / Дьячков Б.И. // М.: Машиностроение, 1979. – 120 с.
26. Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин / П.В. Коваль // Машиностроение. – 1979. – 319 с.
27. Понамаренко Ю.Ф. и Рогов А.Я. Радиально-поршневые высокомоментные гидромоторы М "Машиностроение",1964
28. Прокофьев В.Н., Бодрашева Г.Ф. и Синев А.В. некоторые вопросы кинематики бескаданных аксиально-поршневых гидромашин, "Известие вузов. Машиностроение", 1964, №4
29. Левитский Н.И. Синтез пневматических и гидравлических механизмов / Н.И. Левитский, Е.В. Герц, Г.В. Крейнин, Е.А. Цуханова // Механика машин. – 1976. – Вып. 51. – С. 96-102.
30. Ловкис З.В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: Конструкция и расчет / З.В. Ловкис // М., 1990.
31. Ловкис З.В. Гидроприводы сельскохозяйственных машин / З.В. Ловкис // Минск: Урожай, 1986. – 216 с.
32. Ловцов Ю.И. Анализ механических потерь в поршневых машинах / Ю.И. Ловцов // Гидропривод и гидроавтоматика в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1966. – С. 255-266.

33. Терехов Н.Ф. Анализ усилий действующих в распределительном узле аксиальных гидромашин [Текст] / Н.Ф. Терехов, С.А. Воронов // Вестник машиностроения. – 1984. – № 9. – С. 23-26.
34. Ловцов Ю.И. Исследование потерь мощности в высокомоментном гидродвигателе / Ю.И. Ловцов // Гидропередачи и гидроавтоматика. – Часть 1. – 1963. – С. 177-189.
35. Пономаренко Ю.Ф. Методика расчета параметров радиально-поршневых высокомоментных гидромоторов / Ю.Ф. Пономаренко // М.: ИГД им. Скочинского, 1971. – 45 с.
36. Рогов А.Я. О выборе параметров радиально-поршневых гидромоторов многократного действия / А.Я. Рогов, Л.С. Фейфец // Вестник машиностроения. – 1976. – № 8. – С. 7-13.
37. Рогов А.Я. Параметрическое исследование радиально-поршневых гидромоторов многократного действия: Методическое руководство / А.Я. Рогов, Л.С. Фейфец // М.: Институт горного дела им. А.А. Скочинского, 1976. – 57с.
38. Фейфец Л.С. К расчету направляющей и катка радиально-поршневых гидромоторов / Л.С. Фейфец // Исследования по механизации и автоматизации подземной добычи угля. Научные сообщения. – М.: Институт горного дела им. А.А. Скочинского, 1976. – Вып.138. – С. 37-43.
39. Алексеев А.К. Исследование и расчет высокочастотных колебаний давления в гидросистеме с аксиально-поршневым насосом / А.К. Алексеев, С.А.Макушин, М.М.Гарипов и др. // Динамика машин. – 1980. – № 6. – С. 15-22.
40. Бирюков Б.Н. Роторно-поршневые гидравлические машины / Б.Н. Бирюков // М.: Машиностроение, 1977. – 152 с.
41. Волошина А.А. Визначення об'ємних витрат торцевої розподільної системи планетарної гідромашини / А.А. Волошина, І.І. Мілаєва, С.В. Кюрчев //Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2001. – Вип. 2. – Т. 17. – С. 95-102.
42. Волошина А.А. Исследование процессов, происходящих в гидропри-водах сельскохозяйственной техники / А.А. Волошина // Сборник

научных трудов Харьковского государственного технического университета сельского хозяйства. – Харьков: ХГТУСХ, 2002. – Вып. 5. – С. 241-247.

43. Волошина А.А. Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники / А.А. Волошина // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 11. – Т. 1. – С.67-85.

44. Волошина А.А. Конструктивные особенности гидромашин планетарного типа, применяемых в гидроагрегатах мобильной техники [Электронный ресурс] / А.А. Волошина // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип. 3. – Т. 1.– С. 65-86.

45. Волошина А.А. Конструктивные особенности и принцип работы героторных гидромашин [Электронный ресурс] / А.А. Волошина // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2.– Т. 5. – С. 220-226.

46. Волошина А.А. Оптимізація параметрів торцової розподільної системи з додатковими розвантажувальними вікнами / А.А. Волошина // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2001. – Вип. 2. – Т. 17. – С. 88-94.

47. Городецкий К.И. Механический КПД объемных гидромашин / К.И. Городецкий // Вестник машиностроения. – 1977. – № 7. – С. 19-23.

48. Ерасов Ф.Н. К кинематическому анализу планетарно-роторных объемных машин / Ф.Н. Ерасов, Ф.Н. Иванченко // Вестник машиностроения. – 1975. – № 9. – С. 11-15.

49. Ерасов Ф.Н. Новые планетарные машины гидравлического привода / Ф.Н. Ерасов // Киев: УкрНИИНТИ, 1969. – 55 с.

50. Ковалев В.Н. Кинематика контакта цевочной ступени передачи 2К-V / В.Н. Ковалев, С.О. Киреев, В.П. Степанов // Вестник машиностроения. – 1991. – № 12. – С. 15-17.

51. Кюрчев В.Н. Моделирование изменения пропускной способности распределительных систем в процессе работы / В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина,

С.В. Кюрчев // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 1999. – Вып. 2. – Т. 12. – С. 70-77.

52. Кюрчев С.В. Исследование процесса перемещения вытеснителей планетарных гидромашин / С.В. Кюрчев // Сборник научных трудов Харьковского государственного технического университета сельского хозяйства. – Харьков: ХГТУСХ, 2002. – Вып. 5. – С. 235-240.

53. Панченко А.И. Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / А.И. Панченко, А.А. Волошина // Промислова гідравліка і пневматика. – 2010. – №3 (29). – С. 57-69.

54. Сергеев С.Т. Исследования КПД высокомоментных планетарных гидромашин / С.Т. Сергеев, Ф.Н. Ерасов, В.П. Старожук // Детали машин. – 1973. – № 17. – С. 44-49.

55. Сергеев С.Т. Профилирование зубьев во внутреннем зацеплении планетарно-роторных гидромашин дугами окружностей / С.Т. Сергеев, Е.Н. Шевцов // Детали машин. – 1979. – № 29. – С. 36-41.

56. Шевцов Е.Н. О повышении нагрузочной способности зацепления планетарно-роторных гидромоторов / Е.Н. Шевцов // Детали машин. – 1978. – № 27. – С. 22-28.

57. Борисов С.Г. Средства и методы контроля параметров зацепления волновых зубчатых передач / С.Г. Борисов и др. // Вестник машиностроения. – 1987. – №5. – С. 26-28.

58. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашин, гидроприводы: Учебник / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. // М.: Машиностроение. – 1982. – 423 с.

59. Ермаков Е.А. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода /Под общей ред. Е.А.Ермакова. – М.: Машиностроение, 1988. – 313 с.

60. Панченко А.И. Оптимизация геометрии рабочего профиля вытеснителей планетарных и героторных машин / А.И. Панченко, С.И. Баев, Е.Б. Грингауз // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 1998. – Вып. 2. – Т. 4. – С. 56-60.

61. Панченко А.И. Обоснование геометрических параметров вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми / А.И. Панченко, А.А. Во-лошина, С.В. Кюрчев, А.И. Засядько // Праці Таврійського державного агротех-нологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – Вип. 9. – Т. 5. – С. 61-67.

62. Панченко А.И. Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2015. – Vol. 17. – No 9. – P. 29-36.

63. Панченко А.І. Обґрунтування умов роботи гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів / А.І. Панченко, А.А. Волошина, В.В. Тарасенко, Г.В. Бедлецький // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 12. – Т. 3. – С. 53-63.

64. Васильченко В.А. Особенности применения и эксплуатации высокомоментных гидромоторов типа МР / В.А. Васильченко, Л.Г. Додин // Строительные и дорожные машины. – 1981. – №8. – С. 21-24.

65. Фурсенко А.К. О пульсации давления в аксиально-поршневых гидромашинах / А.К. Фурсенко, В.П. Запорожец, И.В. Литовка, И.А. Кудрявцев // Вестник машиностроения. – 1990. – № 2. – С.28-30.

66. Аврунин Г.А. Анализ современного технического уровня гидрообъемных передач / Г.А. Аврунин, И.В. Кабаненко, В.В. Хавиль // Вибрации в технике и технологиях. – Винница, 2003. - №4 (30). – С. 3-6.

67. Воцинин А.И., Савин И.Ф. Гидравлические и пневматические устройства на строительных и дорожных машинах. – М.: МАШГИЗ, 1954. – 332 с.

68. Шатун звездообразного двигателя [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.talosa.info/ru/proizvodstvo-prototipa/>

69. Рыбальчик В.С. Теория поршневых авиационных двигателей / В.С. Рыбальчик, С.В. Поляков, В.Ф. Герасименко/ под. ред. Доцента к. т. н.

инженера-полковника А.А. Добрынина, Военное издательство министерства обороны союза ССР. – Москва 1955г. – 355 с.

70. Биргер И.А. Авиационные поршневые двигатели / И.А Биргер, Н.И Дружинин, В.К. Житомирский / Государственное издательство оборонной промышленности. – Москва 1950г. – 869с.

71. Конструкция двигателя [Электронный ресурс] – Режим доступа: www.tosnoaero.ru > library > engine > engine01

72. Докукин А.В., Берман В.М., Техмищан А.В. и др. Привод скребкового конвейера А.с. 334136 СССР М.Кл. В 65g 23/04./ № 1470769/27-11; Заявлено 24.08.70; Опубл. 30.3.72, Бюл. № 12. 2с.

73. Пат.74601 Україна , МКВ Е 21 С29/02; Е 21 С31/00, В 65 G 23/04. Гідромеханічний привід гірничої машини / М.П. Ремарчук, І.Г Кириченко, А.П Нестеров, Г.В. Висоцький, А.В. Леусенко, О.С. Гуленко (Україна); - №2003065556; Заявл. 17.06.2003; Опубл. 16.01.2006, Бюл. №1. – 5с.

74. Ремарчук М.П. Зниження енерговитрат в механізмах переміщення мобільних машин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Харьков: Технологический центр. – 2005. – №5/1 (17). – С. 86-92.

75. Марутов В.А. Гидроцилиндры. Конструкции и расчет / В.А. Марутов, С.А. Павловский. – М.: Машиностроение, 1966. – 172 с.

76. Ремарчук М.П. Визначення загального ККД гідросистеми машини на етапі проектування / М. П. Ремарчук // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2003. - №1. – С. 20-24.

77. Ремарчук Н.П. Определение линейных потерь давления в гидроприводе машин / Н.П. Ремарчук, Д.В. Босик, А.В. Мудрый // Автомобильный транспорт. Сер. Совершенствование машин для земляных и дорожных работ.: сб. науч. Тр. ХГАДТУ. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – Вып. 2. – С. 31-33.

78. Ремарчук Н.П. Снижение энергопотерь в гидросистемах машин при обеспечении жидкостного трения в сопряжениях гидроцилиндров / Н.П. Ремарчук // Вестник НТУ “ХПИ”: Технологии в машиностроении. Сб. науч. тр., Вып. 129, Ч. 2.1. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2001. – С. 150–160.

79. Висоцький Г.В., Кириченко І.Г., Ремарчук М.П., Нестеров А.П. Розробка стенда для експериментальних досліджень по перетворенню поступального руху в обертовий // Вестник ХНАДУ / Сб. науч. тр. Вып. 27. Харьков: Рио ХНАДУ, 2004. – С. 130-132.

80. Висоцький Г.В., Ремарчук М.П. Перетворення поступального руху штока гідроциліндра в обертовий рух валу / Науковий вісник будівництва, – Харків: ХДТУБА; ХОТВ АБУ, Вып. 30, 2005. – С. 160-166.

81. Ремарчук М.П. Визначення параметрів гідроциліндра як складового елемента гідромотора модульної конструкції / М.П. Ремарчук // Науковий вісник будівництва, Вып. 34. – Харків: ХДТУБА. – 2005. – С. 156–162.

82. Гидравлика и гидравлические машины: учебное пособие / А. Ф. Триандафилов, С. Г. Ефимова; Сыкт. лесн. ин-т. – Сыктывкар: СЛИ, 2012. – 212 с

83. Гидравлика и гидравлические машины /3-е перераб. и доп. изд. / А.А. Угинчус; Издательство Харьковского ордена трудового красного знамени государственного университета им. А.М. Горького. – Харьков 1966. – 399 с.

84. Діагностика і технічне обслуговування будівельних машин. Практикум: Навч. посібник / С.К. Полянський, А.С. Жерновий, В.І. Лесько, С.Х. Тинченко. – К.: Либідь, 1995. – 312 с.

85. Ларина В.В. Моноблочные гидрораспределители с литым корпусом / В.В. Ларина, А.Н. Андрианов // Строительные и дорожные машины. – 1991. – №7. – С. 5–8.

86. Рожкин В.М. Состояние и перспективы развития гидрораспределителей и регулирующих гидроаппаратов / В.М. Рожкин, Ю.Л. Грушецкий // Строительные и дорожные машины. – 1986. – №12. – С. 7–8.

87. Lang S. Entwicklungen der Hydraulik in Traktoren und Landmaschinen / Lang Sten, Romer Axel, Seeger Jorg // O+P “Ölhydraulik und Pneumatik” – 1998. – 42 – №2. – P. 87–94.

88. Pazola C. Badania parametrow pracy i trwalosci wezlow uszczelniajacych stosowanych w silownikach hydraulicznych / Pazola Czeslaw, Wolodzko Jozef, Wolowiec Jerzy // *Hydraulika i pneumatyka*. – 2001. – №3. – P. 28–31.
89. Prikkel K. Algoritmizacia kriterii pre obvody s proporcionalnymi ventilmi / Prikkel Karol // *Hydraulika i pneumatyka*. – 2002. – №4. – P. 31–33.
90. Vasina M. Uspory energie v hydraulicznych systemech / Vasina Martin, Hruzik Lumir // *Hydraulika i pneumatyka*. – 2002. – №4. – P. 6–8.
91. Viersma T.J. Reibungsfreie Hydromotoren / Viersma T.J. // *Ölhydraulik und Pneumatik*. – 1974. – 18. – №7. – P. 562–569.
92. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. – 4-е изд. перераб. и доп. / Башта Т.М. – М.: Машиностроение, 1967. – 496 с.
93. Ершов Б.И. Новая конструкция распределительного диска аксиально-поршневых гидромашин / Б.И. Ершов, Ю.И. Подсекин, Г.П. Кошеленко, и др. // *Строительные и дорожные машины*. – 1983. – №10. – С. 20–22.
94. Шмит А. Учебный курс гидравлики: Пособие по гидравлике / Шмит А. – Лор на Майне: Маннесманн Рексрот ГмбХ, 1980. – 226 с.
95. Мироненко В.Н. Применение клапанов с плоским затвором / В.Н. Мироненко, В.П. Сей, В.Д. Гракович // *Строительные и дорожные машины*. – 1986. – №1. – С. 8.
96. Волоцкий В.М. Гидравлические приводы машин и их оборудование: Учеб. курс / Волоцкий В.М. – Харьков: Гидроэлекс, 1995. – 155 с.
97. Алексеева Т.В. Клапаны с гидравлически управляемой настройкой / Т.В. Алексеева, В.С. Башкиров, Б.П. Воловиков, Ю.Н. Дудков // *Строительные и дорожные машины*. – 1984. – №9. – С. 14–16.
98. Башкиров В.С. Тормозной блок клапанов для гидроприводов грузоподъемных устройств / В.С. Башкиров, И.И. Куликов, Е.А. Шибяев // *Строительные и дорожные машины*. – 1993. – №8. – С. 8–9.

99. Мороз А.А. Модификация формулы расхода клапана для неквадратичной зоны сопротивлений / А.А. Мороз, В.В. Тарасевич // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. – №1(3) – С. 42–44.
100. Рожкин В.М. Новые предохранительные гидроклапаны / В.М. Рожкин, Н.Г. Кахова, В.А. Караваев Л.Ф., Ковязин // Строительные и дорожные машины. – 1986. – №12. – С. 10.
101. Степаненко В.П. Новые электрогидравлические устройства для защиты гидротрансмиссий строительных и дорожных машин от перегрузок / В.П. Степаненко, А.Ф. Домрачев, В.С. Лысенко // Строительные и дорожные машины. – 1982. – №9. – С. 11–13.
102. Меркле Д. Гидравлика. Основной курс ТР 501: Учеб. пособие / Меркле Д., Шрадер Б., Томес М. – К.: Фесто, 2002. – Т.1. – 130 с.
103. Ладанюк А.П. Основы системного аналізу: Навч. посібник. / Ладанюк А.П. – Вінниця: Нова книга, 2004. – 176 с.
104. Мануйлов В.Ю. Теоретическое определение КПД гидромашин при различной вязкости рабочей жидкости / В.Ю. Мануйлов, Г.С. Мизоян // Строительные и дорожные машины. – 1979. – №9. – С. 25–26.
105. Лебедев А.Т. Гидропневматические приводы тракторных агрегатов. – М.: - Машиностроение, 1982. – 184 с.
106. Приводы машин: Справочник / В.В. Длоугий, Т.И. Муха, А.П. Цупиков, Б.В. Януш / Под общ. Ред. В.В. Длоугого. – 2-е изд., перераб. И доп. – Л.: Машиностроение, Ленинград. Отд., 1982. – 383 с.
107. Пастушенко С.И. Повышение эффективности использования энергии в гидравлических механизмах сельскохозяйственных машин / С.И. Пастушенко, О.М. Яхно // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. – № 1(3). – С. 92-98.
108. Никитин Е.М. Теоретическая механика. \ Е.М. Никитин \ Издательство «Наука» Главная редакция физико-математической литературы. – Москва 1966.

109. Сергеев С.Т. Исследования КПД высокомоментных планетарных гидромашин / С.Т. Сергеев, Ф.Н. Ерасов, В.П. Старожук // Детали машин. – 1973. – № 17. – С. 44-49.
110. Шевченко Н.Г. К вопросу определения потер мощности на дисковое трение для ньютоновской неньютоновской жидкости погружных насосов / Н.Г Шевченко, В.Э. Дранковский, Е.С. Коваль, А.В. Косоруков // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати = Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Х.: НТУ «ХПІ», 2018. – № 46 (1322) 2018. – С. 41–48.
111. Михайлов А. К., Ворошилов В. П. Компрессорные машины. — М.: Энергоатомиздат, 1989. — 288 с. — ISBN 5-283-00090-7
112. Френкель М. И. Поршневые насосы. — М.-Л.: Машгиз, 1960 – 532с.
113. Абдурашитов С. А. Аксиальные насосы. — М.: Недра, 1974 – 132с.
114. Воронежский А.В. Современные компрессорные станции подкачки(Концепции, проекты, оборудование). — М.: ООО «Премиум Инжиниринг», 2008. — 614 с.
115. Мала гірнича енциклопедія. В 3-х т. / За ред. В. С. Білецького. — Донецьк: Донбас, 2004.
116. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика: Підручник /В. О. Федорець, М. Н. Педченко, В. Б. Струтинський та ін. За ред. В. О. Федорця. — К.: Вища школа,— 1995.- 463 с.
117. Свешников В. К., Усов А. А. Станочные гидроприводы: Справочник. — М.: Машиностроение, 1982. — 464 с.
118. Схиртладзе А. Г., Иванов В. И., Кареев В. Н. Гидравлические и пневматические системы. — Издание 2-е, дополненное. М.: ИЦ МГТУ «Станкин», «Янус-К», 2003 г. — 544 с.
119. Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы. [Электронный ресурс] <http://gidro-sklad.ru/ktalog/gidromotoryi/radialno-porshnevyie/gidromotoryi-radialno-porshnevyie-vyisokomomentnyie-tipa-mr.html>.

120. Винарский М.С., Лурье М.В. Планирование эксперимента в технологических исследованиях Киев : Техника, 1975. 168 с.
121. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: справочник. Москва : Машиностроение, 1985. 232 с.
122. Основы планирования научно-исследовательского эксперимента/ М. Аугамбаев, А.З. Иванов, Ю.И. Терехов; под ред. Г.М. Рудакова. – Ташкент: Укитувчи, 2004. – 336 с.
123. Рогов В.А., Поздняк Г.Г. Методика и практика технических экспериментов: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений /В.А. Рогов, Г.Г. Поздняк. – М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 288 с.
124. Исследование устройств и систем автоматики методом планирования эксперимента / А.Е. Егоров, Г.Н. Азаров, А.В. Коваль; под ред. В.Г. Воронова. – Харьков: Вища шк., 1986. – 240 с.
125. Каталог крановых электродвигателей [Электронный ресурс] http://electromotor.com.ua/documentation/rzhevskii_katalog.pdf.
126. Крановые электродвигатели – Русэлпром [Электронный ресурс] <http://www.ruselprom.ru> > download.
127. Двигатели асинхронные крановые МТ и 4МТ /Руководство по эксплуатации БИДМ.520205.013/ Томск 2015 – 72с.
128. Крановые электродвигатели МТН МТФ МТКН МТКФ [Электронный ресурс] <https://xn--80aqy.com.ua/kranovye-elektrodvigateli/>.
129. Крановые электродвигатели серий МТ, АМТ, 4МТ до 160 кВт [Электронный ресурс] <http://www.elecab.ru/dvig26.shtml>.
130. Двигатели крановые переменного тока [Электронный ресурс] <http://laborant.ru/eltech/01/3/0/01-01.htm>.
131. Техническое описание, тормозные магниты. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.elektrokontakt.ru/taxonomy/term/4/techdescr>.
132. Электромагнит МП 101, МП 201, МП 301. Магнит МП-201 к тормозу. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://contragent.com.ua/produksiya/rele/item/elektromagnit-mp-101-mp-201-mp-301>

133. Електромагнит МИС5100,5200. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.kontaktor.su/jelektromagnit-mis-5100-5200.html>

134. Ремарчук М.П. Гідромотор-колесо механізму переміщення трактора, створений на базі силових гідроциліндрів / М.П. Ремарчук, С.І. Овсянніков, А.П. Холодов, Я.В. Чмуж, Т.Т. Байрамашвілі // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 94. – С. 353-357.

135. Ремарчук М.П. Енергозбереження в гідросистемі бульдозера / М.П. Ремарчук, А.П. Холодов, Я.В. Чмуж, Т.Т. Байрамашвілі // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 94. – С. 385-392.

136. Ремарчук М.П. Створення гідромоторів на основі використання стандартних силових гідроциліндрів / М.П. Ремарчук, А.П. Холодов, Я.В. Чмуж, Т.Т. Байрамашвілі // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА, 2010. – Вип. 57. – С. 430-434.

137. Ремарчук М. П. Надійність силових передач механізмів переміщення самохідних машин в залежності від величини ККД / М.П. Ремарчук, А.П. Холодов, Я.В. Чмуж, Т.Т. Байрамашвілі // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 100. – С. 191-196.

138. Ремарчук М.П. Удосконалення схеми підключення силових гідроциліндрів в складі високомоментних гідромоторів / М.П. Ремарчук, Я.В. Чмуж, С.І. Овсянніков // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА, 2010. – Вип. 58. – С. 147-151.

139. Ремарчук М.П. Підвищення показників функціонування високомоментного гідромотора для приводу механізмів машин / М.П. Ремарчук, Я.В. Чмуж, С.І. Овсянніков, Ю.В. Рижков // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2011. – Вип. 111. – С. 17-23.

140. Ремарчук М.П. Енергозбереження в гідравлічних приводах мобільних і стаціонарних технічних систем / М.П. Ремарчук, С.І. Овсянніков,

Я.В. Чмуж, С.В. Воронін // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2013. – Вип. 136. – С. 97-106.

141. Ремарчук М.П. Методологія проектування гідравлічного приводу на основі застосування системного аналізу / М.П. Ремарчук, А.О. Задорожній, Я.В. Чмуж // «Східно-європейський журнал передових технологій» 2017р. № 2/7(86). – С. 42-50 (SCOPUS).

142. Ремарчук М.П. Створення високомоментного гідромотора на базі силових гідроциліндрів / М.П. Ремарчук, С.В. Воронін, С.І. Овсянніков, Я.В. Чмуж // X міжвузівська науково-практична конференція «Можливості використання методів механіки для розв'язання питань безпеки в умовах надзвичайних ситуацій» (м. Харків, 9 грудня, 2011 р.). – Харків: НУЦЗУ, 2011. – С. 32-33.

143. Ремарчук М.П. Визначення загального коефіцієнта корисної дії технічних систем / М.П. Ремарчук, С.В. Воронін, С.І. Овсянніков, Я.В. Чмуж // XI міжвузівська науково-практична конференція «Можливості використання методів механіки для розв'язання питань безпеки в умовах надзвичайних ситуацій» (м. Харків, 7 грудня, 2012 р.). – Харків: НУЦЗУ, 2012. – С. 44-46.

144. Чмуж Я.В. Удосконалення поршневих насосів для подачі забруднених і агресивних рідин / Я.В. Чмуж, М.П. Ремарчук, Р.А. Бережний // Міжнародна науково-практична конференція «Прикладні аспекти техногенно-екологічної безпеки» (м. Харків, 4 грудня 2015 р.). – Харків: НУЦЗУ, 2015. – С. 19-21.

145. Ремарчук М.П. Проектування гідроприводу в складі різних за призначенням машин / М.П. Ремарчук, Я.В. Чмуж, А.О. Задорожній // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Вінниця 3-6 жовтня, 2017 р.). – Вінниця, 2017. – С. 117.

146. Ремарчук М.П. Вплив вібрації на працездатність машин з поступальним і обертовим рухом їх механізмів / М.П. Ремарчук, А.О. Задорожній, Я.В. Чмуж // XVI Міжнародна науково-технічна конференція

«Вібрації в техніці та технологіях» Вінницький національний технічний університет (м. Вінниця 26-27 жовтня 2017 р.) – Вінниця, 2017.– С. 86-87.

147. Чмуж Я.В. Моделювання та оптимізація параметрів високомоментного мотора для механізмів військової техніки / Я.В. Чмуж // Науково-практична конференція «Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів» Національна академія Національної гвардії України (м. Харків, 26 жовтня, 2017 р.). – м. Харків, 2017р. – С. 146-148.

148. Чмуж Я.В. Дослідження роботи тихохідного мотору на базі електроциліндрів для механізмів оборонної техніки / Я.В. Чмуж // Міжвузівська конференція «Національна академія Національної гвардії України» (м. Харків, 30 квітня, 2015 р.). – Харків: НАНГУ, 2015. – С. 9-10.

149. Ремарчук М.П. Моделювання працездатності гідромотора на базі трьох електроциліндрів. / М.П. Ремарчук, С.В. Воронін, Я.В. Чмуж // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування : II міжнародна науково-технічна конференція 15-16 листопада 2016 р. : збірник тез доповідей. – Вінниця : Т. П. Барановська, 2016. – С. 24.

150. Ремарчук М.П. Розробка системи управління гідравлічним мотором на основі результатів дослідження роботи мотора на базі електроциліндрів / М.П. Ремарчук, Я.В. Чмуж // XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка та пневматика» Матеріали конференції. м. Суми, 14-16 жовтня, 2015 р. – Суми, СДУ, 2015 р. – С. 73-74.

Додаток А

T, мс	Z	S1	S2	S3	I1	I2	I3
448465	-1923	992	534	464	572	597	517
448478	-1924	991	494	538	576	512	516
448490	-1925	914	409	618	563	513	516
448500	-1926	846	337	715	566	512	517
448507	-1927	791	296	784	560	513	519
448515	-1928	738	263	856	565	511	587
448523	-1929	662	311	921	576	513	568
448532	-1930	555	433	938	603	513	543
448542	-1931	442	575	915	515	512	544
448550	-1932	344	697	850	515	511	559
448556	-1933	292	766	807	516	513	556
448562	-1934	248	838	746	516	512	557
448570	-1935	239	943	660	515	561	568
448576	-1936	320	992	598	515	546	577
448584	-1937	459	1004	499	514	537	517
448592	-1938	602	951	410	516	537	517
448600	-1939	709	865	337	513	546	516
448605	-1940	785	790	285	515	559	516
448610	-1941	865	722	244	619	551	517
448616	-1942	949	627	249	571	560	516
448623	-1943	1004	531	333	545	594	516
448631	-1944	1003	435	447	534	511	516
448640	-1945	937	332	580	531	512	516
448647	-1946	868	274	701	535	511	516
448653	-1947	804	246	795	553	513	518
448659	-1948	736	242	871	554	514	576
448665	-1949	663	308	927	569	513	548
448673	-1950	557	400	937	603	512	541
448681	-1951	441	541	924	515	512	540
448690	-1952	338	674	860	517	513	541
448696	-1953	272	765	812	515	512	544
448702	-1954	227	860	741	515	513	559
448708	-1955	223	942	671	516	570	567
448715	-1956	322	996	593	517	542	585
448722	-1957	455	1004	503	515	537	516
448731	-1958	601	959	416	515	537	517
448738	-1959	716	869	336	515	545	517
448744	-1960	790	797	284	516	546	517
448749	-1961	868	724	246	607	556	517
448755	-1962	948	625	248	573	562	515
448762	-1963	1003	534	332	544	593	516
448771	-1964	1002	436	447	536	511	517
448779	-1965	935	331	578	534	512	517

448786	-1966	867	275	697	534	512	516
448792	-1967	800	245	795	551	512	517
448798	-1968	735	239	871	554	512	578
448804	-1969	663	309	930	573	512	550
448813	-1970	557	400	939	604	513	542
448822	-1971	442	541	924	516	512	539
448830	-1972	338	674	858	515	512	540
448836	-1973	270	772	804	515	511	549
448842	-1974	228	861	742	516	511	558
448848	-1975	224	942	671	517	569	568
448855	-1976	318	993	598	516	538	583
448863	-1977	458	1003	503	515	531	517
448870	-1978	601	959	414	517	536	516
448878	-1979	714	870	333	513	545	516
448883	-1980	792	796	284	515	548	517
448888	-1981	869	724	245	607	555	516
448896	-1982	949	628	249	571	563	515
448902	-1983	1003	530	331	546	593	516
448909	-1984	1003	435	450	535	513	516
448917	-1985	938	331	581	532	512	517
448924	-1986	868	275	700	535	512	516
448930	-1987	800	245	796	553	513	516
448935	-1988	741	243	868	553	512	580
448942	-1989	662	309	929	572	512	550
448950	-1990	554	402	939	603	513	542
448959	-1991	438	540	923	516	513	538
448967	-1992	334	676	857	517	513	540
448973	-1993	270	768	808	517	512	546
448979	-1994	227	860	744	516	513	555
448988	-1995	237	960	658	516	565	565
448993	-1996	321	995	596	516	542	585
449000	-1997	454	1003	505	516	535	517
449008	-1998	605	957	412	515	537	517
449014	-1999	712	872	337	515	545	516
449020	-2000	788	800	287	516	547	516
449026	-2001	873	722	244	607	561	518
449031	-2002	947	631	248	570	564	515
449038	-2003	1003	534	333	546	594	516
449046	-2004	1003	434	447	536	512	518
449054	-2005	937	329	577	532	513	516
449061	-2006	868	274	702	532	513	516
449068	-2007	800	245	795	551	512	516
449074	-2008	735	242	873	552	513	578
449080	-2009	662	311	931	573	514	550
449088	-2010	556	402	939	605	513	541
449097	-2011	438	540	922	515	514	539

449105	-2012	336	678	855	516	513	541
449112	-2013	270	769	807	515	512	545
449117	-2014	226	857	744	516	512	555
449125	-2015	237	960	656	515	564	566
449130	-2016	321	995	595	515	543	584
449138	-2017	452	1004	505	515	534	516
449146	-2018	604	957	413	515	537	516
449154	-2019	712	871	337	514	545	516
449160	-2020	797	793	284	515	549	517
449165	-2021	872	721	246	607	563	517
449171	-2022	947	632	247	569	561	516
449178	-2023	1003	535	331	544	593	516
449186	-2024	1003	437	442	537	514	516
449193	-2025	939	333	577	532	513	515
449201	-2026	866	276	704	536	513	518
449207	-2027	802	245	792	547	513	516
449212	-2028	737	241	871	553	512	578
449218	-2029	666	306	931	573	513	559
449225	-2030	557	400	940	604	512	542
449233	-2031	444	536	925	515	512	539
449243	-2032	343	671	863	515	514	542
449249	-2033	269	770	806	515	512	548
449255	-2034	226	858	742	516	512	559
449261	-2035	223	941	673	515	568	567
449268	-2036	324	995	599	514	538	584
449276	-2037	457	1003	503	514	537	517
449285	-2038	599	959	415	516	537	517
449292	-2039	714	869	335	515	544	517
449298	-2040	792	795	286	516	547	516
449303	-2041	870	722	245	608	557	518
449309	-2042	949	627	250	565	564	516
449316	-2043	1004	532	335	538	596	516
449324	-2044	1004	439	440	537	512	517
449333	-2045	936	331	581	533	513	518
449340	-2046	866	273	698	535	511	517
449346	-2047	800	246	794	552	512	515
449351	-2048	739	241	869	551	511	580
449358	-2049	662	310	932	576	513	549
449366	-2050	563	396	940	606	512	541
449375	-2051	439	542	924	515	512	541
449383	-2052	339	677	859	516	512	541
449389	-2053	271	766	809	515	511	546
449395	-2054	225	860	740	515	514	559
449403	-2055	234	958	659	514	565	566
449409	-2056	319	993	598	514	539	584
449417	-2057	458	1003	503	515	529	518

449425	-2058	598	956	415	514	538	516
449432	-2059	715	868	334	514	545	514
449437	-2060	793	794	286	516	547	516
449442	-2061	871	722	245	608	558	517
449448	-2062	947	626	249	571	564	516
449455	-2063	1004	532	334	546	592	516
449463	-2064	1003	434	446	537	512	516
449471	-2065	937	333	580	531	513	516
449478	-2066	867	274	698	533	513	517
449484	-2067	801	243	796	551	513	516
449489	-2068	740	240	869	552	512	580
449497	-2069	662	308	931	574	513	549
449505	-2070	557	402	940	603	512	541
449514	-2071	440	541	924	515	512	540
449522	-2072	339	676	859	516	512	542
449528	-2073	270	768	807	515	512	545
449534	-2074	226	860	742	516	511	561
449543	-2075	234	957	659	516	564	565
449548	-2076	319	993	598	516	539	583
449556	-2077	458	1003	502	515	530	517
449563	-2078	600	957	413	517	536	517
449570	-2079	708	871	338	516	544	517
449576	-2080	795	793	285	514	547	516
449582	-2081	870	722	244	606	559	518
449589	-2082	950	628	248	569	562	516
449595	-2083	1004	531	335	542	595	515
449602	-2084	1002	433	444	536	512	517
449610	-2085	936	331	581	532	511	516
449617	-2086	867	274	700	535	512	516
449624	-2087	800	245	797	542	511	517
449629	-2088	739	238	870	553	512	580
449635	-2089	666	306	928	570	510	559
449643	-2090	562	397	940	604	512	542
449651	-2091	442	537	926	516	513	541
449660	-2092	340	670	861	515	513	543
449667	-2093	268	769	806	517	512	547
449673	-2094	225	858	743	514	513	558
449679	-2095	222	942	673	515	570	566
449686	-2096	321	997	595	515	542	585
449693	-2097	455	1003	505	517	537	516
449701	-2098	604	953	411	516	536	515
449708	-2099	713	870	337	515	545	518
449714	-2100	792	795	286	515	546	517
449719	-2101	867	724	246	609	557	516
449725	-2102	948	630	249	569	561	515
449732	-2103	1003	533	332	546	593	516

449740	-2104	1003	436	448	536	513	517
449748	-2105	935	332	577	533	512	516
449756	-2106	866	274	696	535	512	516
449762	-2107	801	245	796	551	513	518
449767	-2108	740	238	869	551	511	579
449774	-2109	663	305	933	576	511	550
449781	-2110	564	396	940	603	513	543
449792	-2111	439	544	923	515	513	539
449800	-2112	338	678	856	515	512	542
449806	-2113	271	768	806	515	512	546
449812	-2114	227	859	743	516	512	556
449819	-2115	230	955	661	516	564	575
449825	-2116	320	995	597	516	540	584
449833	-2117	452	1003	507	515	534	517
449842	-2118	603	954	412	516	538	516
449849	-2119	712	871	339	514	544	516
449855	-2120	796	791	285	514	547	518
449860	-2121	872	720	245	607	563	517
449866	-2122	947	632	249	574	562	516
449873	-2123	1004	535	332	544	592	516
449882	-2124	1003	437	444	536	512	516
449889	-2125	937	336	574	534	512	516
449896	-2126	863	274	698	535	513	517
449902	-2127	802	245	793	548	511	516
449907	-2128	736	240	871	553	513	578
449913	-2129	665	308	932	574	512	558
449922	-2130	560	395	940	604	512	542
449930	-2131	444	540	927	516	512	539
449939	-2132	339	675	859	516	514	543
449945	-2133	268	770	805	516	513	549
449951	-2134	227	859	742	517	513	558
449957	-2135	223	941	672	515	571	566
449965	-2136	324	996	591	515	537	584
449973	-2137	456	1003	503	515	531	517
449981	-2138	606	953	410	516	536	517
449987	-2139	715	869	334	514	544	517
449993	-2140	792	793	284	515	547	517
449998	-2141	868	722	246	607	555	516
450004	-2142	949	628	246	566	562	517
450012	-2143	1004	533	331	542	594	516
450020	-2144	1003	433	452	534	514	517
450027	-2145	936	331	586	531	512	516
450034	-2146	867	274	704	539	512	516
450039	-2147	801	246	800	543	513	516
450045	-2148	739	240	869	553	512	579
450052	-2149	667	305	927	572	512	559

450060	-2150	561	399	938	604	511	542
450068	-2151	442	532	927	516	512	540
450076	-2152	339	670	861	516	511	542
450082	-2153	269	770	811	515	512	548
450088	-2154	228	858	746	515	512	558
450095	-2155	222	941	675	514	572	565
450103	-2156	317	996	599	516	539	584
450111	-2157	460	1003	500	513	530	517
450119	-2158	604	955	413	516	536	516
450125	-2159	711	871	336	515	544	516
450130	-2160	795	792	282	514	547	516
450137	-2161	872	721	244	605	561	516
450142	-2162	947	632	246	567	562	516
450149	-2163	1004	531	335	541	594	516
450157	-2164	1002	434	450	537	513	517
450164	-2165	935	332	583	531	511	517
450172	-2166	867	275	702	535	511	518
450178	-2167	796	244	800	542	513	517
450183	-2168	738	240	870	552	513	578
450189	-2169	666	306	929	571	513	560
450197	-2170	560	396	939	605	512	541
450206	-2171	444	538	926	517	512	541
450214	-2172	338	670	861	515	512	543
450221	-2173	267	771	807	517	512	549
450227	-2174	227	859	743	516	512	558
450233	-2175	223	942	673	515	569	567
450240	-2176	324	998	595	514	539	585
450248	-2177	455	1003	503	515	533	517
450256	-2178	606	953	409	515	537	516
450264	-2179	712	867	334	516	544	516
450269	-2180	792	794	283	515	547	517
450274	-2181	869	724	245	607	556	517
450281	-2182	948	628	250	572	563	518
450287	-2183	1003	533	334	546	594	516
450294	-2184	1003	436	447	535	512	517
450302	-2185	936	334	579	532	512	516
450310	-2186	868	275	699	534	513	516
450316	-2187	802	246	795	553	513	518
450322	-2188	736	242	872	555	512	578
450328	-2189	664	308	932	576	511	553
450336	-2190	558	399	939	605	512	542
450345	-2191	443	540	926	516	513	541
450354	-2192	338	674	861	516	513	543
450360	-2193	269	771	807	515	513	549
450366	-2194	223	872	731	516	523	553
450372	-2195	224	941	673	516	568	566

450379	-2196	325	997	595	515	537	583
450387	-2197	457	1003	503	516	529	517
450396	-2198	609	953	409	515	535	517
450403	-2199	715	869	333	514	545	517
450408	-2200	792	794	282	515	547	516
450414	-2201	869	723	244	606	558	516
450420	-2202	949	627	248	568	562	517
450427	-2203	1004	535	335	545	596	516
450435	-2204	1003	439	443	537	512	517
450443	-2205	934	331	586	532	513	516
450450	-2206	865	274	706	541	511	517
450455	-2207	802	245	794	553	513	515
450460	-2208	737	241	872	553	513	579
450467	-2209	665	308	931	575	512	552
450475	-2210	558	399	940	604	511	542
450484	-2211	441	540	925	516	512	539
450492	-2212	337	674	859	515	513	541
450497	-2213	272	765	809	515	513	545
450504	-2214	226	859	741	515	512	559
450511	-2215	238	957	659	513	564	563
450518	-2216	320	994	600	515	539	584
450526	-2217	457	1004	502	515	530	518
450534	-2218	602	956	413	516	536	516
450541	-2219	715	867	333	516	545	516
450546	-2220	793	797	281	515	547	516
450551	-2221	871	722	245	608	559	516
450557	-2222	951	625	249	569	563	515
450565	-2223	1004	530	335	541	594	516
450573	-2224	1002	434	450	537	513	517
450580	-2225	933	331	583	531	512	516
450587	-2226	865	277	698	536	512	517
450593	-2227	798	244	800	542	512	515
450598	-2228	738	240	872	554	513	579
450605	-2229	665	306	932	576	512	559
450613	-2230	559	401	940	604	511	542
450622	-2231	443	542	925	516	514	541
450630	-2232	338	673	859	515	511	542
450636	-2233	271	765	808	516	512	546
450642	-2234	225	860	740	515	513	560
450651	-2235	233	959	658	514	565	565
450656	-2236	319	994	599	515	537	584
450664	-2237	457	1003	504	514	529	516
450672	-2238	608	952	410	515	536	516
450679	-2239	715	867	335	515	545	518
450684	-2240	793	793	285	515	548	517
450690	-2241	870	722	246	608	558	515

450696	-2242	950	626	250	560	564	517
450703	-2243	1004	531	335	541	593	517
450710	-2244	1004	439	442	537	512	516
450718	-2245	935	332	582	531	512	516
450725	-2246	867	275	703	536	512	517
450731	-2247	799	243	799	540	512	516
450737	-2248	737	241	872	553	512	579
450743	-2249	663	306	932	575	512	561
450751	-2250	562	402	940	604	513	542
450760	-2251	444	541	926	515	512	540
450768	-2252	337	671	861	515	512	543
450775	-2253	268	771	806	515	512	548
450781	-2254	226	859	741	515	511	560
450787	-2255	223	943	673	515	570	567
450795	-2256	324	998	589	515	544	586
450802	-2257	456	1004	504	514	536	516
450810	-2258	606	953	412	515	536	517
450817	-2259	714	869	336	516	545	517
450822	-2260	793	794	287	516	548	516
450827	-2261	869	725	249	611	557	516
450833	-2262	949	627	250	561	563	516
450839	-2263	1004	533	335	544	593	516
450847	-2264	1003	435	448	536	512	516
450855	-2265	936	332	581	532	513	516
450863	-2266	870	272	700	536	513	516
450869	-2267	799	243	799	540	513	516
450874	-2268	738	240	872	553	513	578
450881	-2269	665	306	932	574	512	562
450888	-2270	560	398	940	604	514	542
450896	-2271	442	540	925	515	512	540
450906	-2272	337	671	860	516	513	543
450911	-2273	272	765	809	514	513	546
450918	-2274	225	860	740	515	511	560
450925	-2275	234	959	658	516	565	565
450930	-2276	316	995	598	515	538	584
450938	-2277	458	1003	502	514	531	516
450947	-2278	602	955	415	515	537	516
450954	-2279	710	871	338	515	543	516
450960	-2280	796	793	284	515	549	516
450965	-2281	872	722	245	608	562	516
450971	-2282	947	632	245	569	562	517
450978	-2283	1004	531	336	540	594	516
450987	-2284	1002	433	448	536	511	514
450995	-2285	936	332	582	531	512	516
451002	-2286	867	275	701	536	514	517
451008	-2287	804	245	796	542	513	516

Результати роботи моделі з
застосуванням індивідуальних
джерел живлення

T, мс	Z	S1	S2	S3	I1	I2	I3
271094	1815	1003	439	444	534	512	517
271102	1814	935	339	581	532	513	517
271111	1813	867	277	695	535	512	517
271117	1812	802	248	793	547	513	516
271123	1811	738	241	868	553	513	579
271129	1810	665	305	923	570	510	561
271137	1809	558	404	938	601	512	543
271147	1808	443	541	927	515	511	541
271155	1807	342	670	861	516	512	542
271161	1806	279	760	813	514	512	545
271168	1805	230	850	747	516	511	555
271174	1804	224	934	678	514	572	566
271181	1803	318	991	601	516	537	584
271190	1802	454	1003	505	516	532	516
271198	1801	597	953	409	516	537	516
271205	1800	707	865	333	516	543	516
271211	1799	785	788	279	517	553	517
271216	1798	859	719	242	604	549	517
271223	1797	942	630	250	559	559	517
271230	1796	1002	531	337	541	589	516
271239	1795	1002	440	450	534	512	517
271247	1794	936	335	583	532	513	516
271254	1793	867	279	699	536	514	516
271261	1792	803	247	793	549	513	517
271266	1791	744	242	863	552	511	583
271273	1790	665	308	922	575	513	559
271282	1789	557	407	938	599	513	543
271291	1788	445	543	927	514	512	542
271299	1787	342	671	859	515	512	543
271305	1786	277	760	811	516	512	545
271311	1785	230	852	747	514	513	557
271318	1784	224	934	679	514	566	566
271325	1783	322	991	605	516	537	583
271333	1782	454	1003	508	515	531	516
271341	1781	596	953	410	515	535	516
271349	1780	707	865	332	517	542	517
271354	1779	783	787	279	515	552	517
271360	1778	858	717	243	604	548	517

271366	1777	943	630	251	555	559	517
271373	1776	1002	530	337	541	591	516
271380	1775	1002	439	448	534	512	516
271389	1774	934	336	583	531	513	517
271396	1773	866	277	699	535	512	516
271403	1772	801	245	795	550	512	516
271408	1771	741	240	866	551	512	581
271414	1770	665	308	924	575	511	548
271422	1769	561	398	938	605	513	544
271431	1768	442	544	926	515	513	541
271440	1767	341	672	860	514	511	541
271446	1766	273	759	810	514	510	547
271451	1765	232	848	750	517	513	555
271460	1764	234	951	663	515	562	574
271465	1763	315	990	604	516	536	582
271474	1762	459	1003	503	515	535	517
271482	1761	599	952	409	516	535	516
271490	1760	707	864	331	515	543	516
271496	1759	781	792	278	516	549	516
271501	1758	861	718	243	603	550	516
271507	1757	943	627	253	560	558	515
271514	1756	1002	532	340	542	592	517
271522	1755	1002	436	450	539	513	517
271531	1754	936	340	580	534	512	517
271538	1753	868	279	701	533	513	516
271544	1752	802	246	795	553	513	516
271550	1751	741	240	865	553	513	581
271556	1750	666	306	924	570	512	560
271563	1749	559	402	938	604	512	543
271572	1748	440	544	924	516	513	541
271581	1747	338	673	860	515	513	542
271587	1746	274	763	811	517	513	546
271592	1745	231	849	750	516	512	554
271600	1744	234	952	663	515	559	575
271605	1743	315	991	603	514	536	582
271614	1742	457	1003	505	516	535	517
271623	1741	602	949	408	516	535	517
271630	1740	709	863	329	515	545	515
271635	1739	780	792	282	515	550	515
271641	1738	864	719	239	607	549	518
271647	1737	943	628	247	562	558	517
271654	1736	1002	531	338	541	592	518
271663	1735	1002	439	448	534	512	518
271671	1734	935	340	585	533	512	517

271679	1733	866	280	699	536	512	517
271685	1732	803	248	794	551	513	517
271690	1731	742	241	865	553	513	583
271697	1730	664	305	923	571	513	556
271706	1729	562	398	938	604	512	544
271715	1728	441	543	926	515	511	541
271723	1727	341	673	860	515	513	543
271729	1726	276	761	811	517	511	546
271736	1725	232	857	747	514	512	557
271744	1724	231	946	668	515	561	571
271752	1723	340	1001	581	516	534	589
271758	1722	456	1003	504	515	534	516
271766	1721	598	952	408	515	535	517
271773	1720	707	864	330	515	543	515
271778	1719	777	792	281	515	550	517
271784	1718	860	718	244	605	547	516
271792	1717	943	629	251	559	559	516
271799	1716	1002	529	338	541	589	516
271807	1715	1002	440	451	534	512	516
271815	1714	933	336	584	531	514	517
271822	1713	865	278	701	534	512	517
271828	1712	806	247	791	546	513	515
271835	1711	740	240	867	553	511	580
271842	1710	662	308	926	574	514	549
271849	1709	558	400	939	603	512	543
271858	1708	438	543	925	516	512	543
271866	1707	339	676	859	515	514	541
271873	1706	275	763	810	515	513	547
271879	1705	231	850	750	515	512	555
271887	1704	235	952	663	515	562	576
271892	1703	312	990	605	515	537	581
271901	1702	450	1003	509	515	530	516
271909	1701	597	955	412	516	533	516
271917	1700	703	867	333	514	552	516
271923	1699	784	789	279	514	550	516
271928	1698	855	720	242	605	546	516
271935	1697	945	625	252	558	558	515
271942	1696	1002	527	341	540	591	517
271949	1695	1002	437	451	534	512	517
271958	1694	936	339	580	531	512	516
271965	1693	868	280	696	534	513	517
271972	1692	803	246	792	550	512	517
271977	1691	737	241	870	552	512	581
271983	1690	666	306	925	575	513	560

271991	1689	562	396	939	599	511	543
272001	1688	442	544	926	514	512	541
272009	1687	340	673	860	516	512	542
272015	1686	276	762	812	517	513	545
272021	1685	230	847	749	517	512	554
272029	1684	232	952	667	516	562	576
272034	1683	313	990	606	515	536	582
272043	1682	456	1003	504	516	534	517
272051	1681	601	952	410	514	536	516
272058	1680	707	864	332	515	544	516
272063	1679	779	792	280	514	549	517
272069	1678	862	719	244	603	549	517
272075	1677	943	627	250	556	559	517
272083	1676	1002	530	337	541	592	516
272091	1675	1002	439	446	534	512	518
272099	1674	933	338	581	532	512	517
272106	1673	863	278	708	537	514	515
272111	1672	803	247	793	551	512	517
272117	1671	739	242	869	553	511	580
272123	1670	667	306	922	570	513	559
272132	1669	556	402	938	602	513	542
272141	1668	439	548	925	515	513	544
272149	1667	347	672	865	514	512	540
272155	1666	275	765	810	515	513	547
272161	1665	231	849	748	516	512	555
272167	1664	224	932	680	516	568	565
272176	1663	320	990	604	515	538	582
272184	1662	452	1003	507	514	531	515
272193	1661	602	951	407	517	537	517
272199	1660	701	865	331	514	551	518
272205	1659	782	789	280	514	551	517
272211	1658	857	721	243	605	547	517
272218	1657	946	621	251	559	560	517
272226	1656	1001	527	339	541	593	517
272233	1655	1002	437	451	533	512	516
272240	1654	936	340	582	533	512	516
272248	1653	865	278	705	536	512	517
272254	1652	805	248	792	549	511	516
272261	1651	742	243	868	554	512	580
272269	1650	642	331	934	582	512	551
272274	1649	558	401	939	601	512	542
272284	1648	438	546	926	515	513	543
272291	1647	344	669	863	516	513	542
272299	1646	274	764	810	516	512	547

272305	1645	231	848	749	515	512	555
272311	1644	223	932	677	515	569	566
272318	1643	313	991	603	515	537	581
272327	1642	458	1003	503	517	528	517
272335	1641	600	950	407	516	536	517
272343	1640	708	863	329	514	543	517
272348	1639	781	790	280	515	550	517
272354	1638	863	716	243	602	551	516
272360	1637	944	627	255	561	559	516
272367	1636	1002	527	340	541	590	516
272375	1635	1002	438	451	534	511	517
272384	1634	936	339	580	532	512	516
272391	1633	869	281	697	535	513	517
272397	1632	803	246	792	548	512	516
272402	1631	737	241	870	552	513	580
272409	1630	666	305	924	576	513	559
272416	1629	562	395	939	600	512	542
272425	1628	443	543	926	515	512	540
272434	1627	341	673	860	515	513	542
272440	1626	275	757	813	514	511	544
272446	1625	230	854	747	515	513	557
272454	1624	233	951	664	515	560	574
272460	1623	320	993	602	515	537	584
272468	1622	456	1003	505	514	534	516
272477	1621	600	952	409	515	537	518
272485	1620	706	863	330	515	544	516
272490	1619	780	792	281	515	551	516
272496	1618	862	719	242	603	549	516
272502	1617	942	630	250	560	558	516
272509	1616	1002	525	338	543	589	516
272517	1615	1002	441	446	534	511	515
272525	1614	934	336	585	531	511	516
272532	1613	867	277	702	535	513	517
272538	1612	802	246	795	552	512	517
272543	1611	742	241	866	553	512	582
272549	1610	665	308	925	572	512	548
272558	1609	562	398	939	601	512	543
272567	1608	442	545	926	517	511	541
272576	1607	340	673	861	516	513	543
272581	1606	276	762	813	515	512	547
272587	1605	230	854	747	515	511	557
272595	1604	233	950	663	516	562	573
272601	1603	320	992	601	516	538	583
272609	1602	456	1003	505	516	532	517

272617	1601	599	952	409	515	535	517
272624	1600	706	864	330	515	544	516
272630	1599	785	788	277	515	554	516
272635	1598	861	721	245	605	549	517
272642	1597	946	624	255	559	559	516
272649	1596	1002	531	339	542	588	516
272657	1595	1002	439	449	535	512	518
272665	1594	935	338	587	530	512	518
272672	1593	867	278	704	536	513	516
272677	1592	805	246	791	549	513	518
272684	1591	738	241	870	552	513	580
272690	1590	665	304	924	569	512	560
272697	1589	561	396	939	598	512	543
272706	1588	440	542	926	517	512	541
272714	1587	340	675	860	516	513	541
272720	1586	273	760	811	516	512	544
272726	1585	231	848	750	515	513	553
272733	1584	231	947	669	515	560	571
272739	1583	313	990	605	516	536	583
272747	1582	452	1003	508	516	529	517
272756	1581	600	951	407	515	536	517
272763	1580	707	863	328	514	543	516
272770	1579	783	792	280	516	551	516
272776	1578	861	718	240	603	549	516
272782	1577	944	629	250	558	559	516
272789	1576	1002	530	342	540	592	514
272797	1575	1003	441	449	534	513	517
272805	1574	934	334	585	531	512	516
272814	1573	867	279	702	536	512	517
272819	1572	808	248	790	546	512	517
272824	1571	738	240	865	554	511	580
272831	1570	663	307	925	571	512	547
272839	1569	561	398	939	597	513	543
272848	1568	439	542	925	515	511	543
272857	1567	340	676	859	515	512	542
272863	1566	275	764	810	515	513	546
272869	1565	231	850	750	514	512	555
272875	1564	222	933	682	515	570	564
272883	1563	312	991	602	515	535	581
272891	1562	456	1003	503	515	530	516
272900	1561	600	950	407	516	535	516
272907	1560	708	863	331	515	542	515
272912	1559	780	790	281	515	548	516
272918	1558	863	718	242	605	548	516

272925	1557	945	628	250	564	558	517
272932	1556	1003	528	338	541	595	517
272941	1555	1002	439	449	534	511	516
272949	1554	935	337	584	531	511	517
272956	1553	867	281	701	535	511	517
272962	1552	800	251	795	552	512	517
272967	1551	742	242	866	552	513	581
272974	1550	665	308	926	578	512	549
272982	1549	560	397	939	600	512	544
272991	1548	440	546	926	514	513	541
272999	1547	340	677	858	515	511	542
273005	1546	271	765	810	515	512	546
273011	1545	231	850	748	516	512	554
273017	1544	223	933	679	514	569	565
273025	1543	317	991	603	516	537	583
273034	1542	452	1003	506	516	530	515
273042	1541	604	950	406	514	536	517
273049	1540	703	866	331	516	542	516
273055	1539	785	791	279	514	551	515
273060	1538	858	722	244	604	549	518
273068	1537	946	624	255	561	558	518
273075	1536	1003	534	339	543	591	516
273083	1535	1002	441	449	534	513	516
273091	1534	935	341	583	533	513	516
273098	1533	867	279	699	535	512	517
273104	1532	806	248	790	546	512	517
273111	1531	741	241	868	553	513	581
273118	1530	662	305	927	577	511	550
273126	1529	560	400	938	599	511	542
273135	1528	442	548	927	516	512	542
273143	1527	338	677	857	514	513	542
273149	1526	276	765	811	515	511	546
273156	1525	231	850	749	517	513	554
273162	1524	223	932	679	515	569	564
273169	1523	315	990	604	516	536	582
273177	1522	450	1003	506	514	531	517
273185	1521	605	949	407	515	536	517
273191	1520	702	866	332	515	552	516
273198	1519	782	790	279	515	550	516
273204	1518	863	714	242	605	550	517
273210	1517	945	626	250	557	560	516
273218	1516	1002	528	340	541	591	516
273225	1515	1002	438	451	537	513	515
273234	1514	934	337	591	531	512	515

273242	1513	866	279	708	538	513	517
273248	1512	805	245	792	553	513	517
273254	1511	740	241	869	555	513	579
273260	1510	666	304	924	570	513	561
273268	1509	563	397	939	602	513	543
273277	1508	443	541	927	516	512	541
273286	1507	341	673	862	515	512	542
273293	1506	273	767	810	515	512	548
273299	1505	225	863	736	515	512	551
273306	1504	233	951	667	515	561	573
273312	1503	317	992	601	516	536	584
273320	1502	452	1003	506	515	532	517
273330	1501	603	947	404	515	534	517
273337	1500	705	865	331	516	551	516
273343	1499	783	790	278	513	551	515
273348	1498	858	721	241	605	548	515
273355	1497	946	626	254	560	560	516
273362	1496	1002	531	337	542	591	517
273370	1495	1002	443	447	535	511	516
273378	1494	934	339	581	533	513	516
273385	1493	867	277	698	535	511	515
273391	1492	803	248	794	551	513	517
273396	1491	742	241	866	552	513	581
273403	1490	664	302	925	571	513	559
273411	1489	564	397	938	596	512	544
273421	1488	442	542	926	514	512	540
273429	1487	343	676	862	515	513	542
273435	1486	277	761	812	515	511	547
273442	1485	228	865	739	515	511	553
273449	1484	233	950	666	515	562	573
273456	1483	320	991	603	516	536	583
273464	1482	454	1003	506	516	533	516
273472	1481	601	953	409	515	537	516
273480	1480	707	864	330	515	543	516
273485	1479	784	786	276	516	555	516
273491	1478	861	718	242	605	548	517
273498	1477	944	627	249	567	558	516
273505	1476	1002	530	338	541	588	516
273513	1475	1002	440	449	533	513	516
273521	1474	935	337	586	532	513	515
273529	1473	867	279	703	536	512	516
273536	1472	806	247	792	547	512	517
273541	1471	741	241	868	553	512	581
273548	1470	668	303	924	569	512	558

Додаток Б

Результати досліджень модель на
 зазі пневмоциліндрів без
 застосування регулювання тиску
 повітря в порожнинах циліндрів

T, мс	Z	S1	Po	P1	P2
104117	0	635	152	142	310
104134	-1	670	152	149	332
104152	-2	714	151	147	406
104169	-3	758	150	147	412
104185	-4	801	150	147	364
104201	-5	839	149	146	140
104214	-6	865	150	147	79
104229	-7	881	146	144	226
104245	-8	884	145	144	411
104257	-9	876	145	144	117
104270	-10	851	145	144	62
104284	-11	815	145	128	198
104299	-12	777	145	111	368
104320	-13	728	142	100	350
104335	-14	691	142	98	348
104352	-15	653	142	97	360
104371	-16	623	142	97	326
104389	-17	606	142	96	303
104407	-18	603	142	96	208
104426	-19	610	142	107	229
104446	-20	636	139	134	366
104468	-21	670	140	137	463
104489	-22	713	140	137	399
104512	-23	757	140	137	189
104532	-24	801	140	137	91
104552	-25	839	140	137	79
104568	-26	865	141	138	248
104586	-27	881	139	136	307
104601	-28	884	138	136	401
104615	-29	876	139	137	214
104632	-30	851	139	138	105
104646	-31	817	139	114	47
104664	-32	779	139	102	213
104686	-33	728	137	98	38
104701	-34	691	138	97	61
104719	-35	653	138	97	250
104737	-36	623	138	97	120

104757	-37	606	139	96	76
104776	-38	603	139	96	62
104798	-39	610	140	110	41
104820	-40	636	137	134	129
104841	-41	673	140	135	471
104864	-42	714	139	135	461
104886	-43	757	139	136	289
104904	-44	801	140	136	259
104923	-45	839	140	137	222
104939	-46	866	141	138	347
104956	-47	881	139	136	355
104975	-48	884	139	137	370
104987	-49	876	139	137	71
105003	-50	851	140	138	54
105018	-51	816	140	112	92
105034	-52	777	140	102	229
105056	-53	727	138	98	103
105070	-54	690	139	97	320
105086	-55	653	139	97	390
105104	-56	624	139	97	355
105123	-57	606	140	96	358
105144	-58	603	141	96	377
105164	-59	610	140	114	364
105184	-60	636	139	135	337
105202	-61	672	140	136	342
105220	-62	715	140	136	376
105237	-63	759	140	136	381
105254	-64	801	141	137	375
105273	-65	840	141	138	328
105287	-66	865	142	139	142
105304	-67	881	140	137	74
105320	-68	884	139	138	75
105332	-69	876	140	138	217
105346	-70	854	140	139	189
105361	-71	820	141	115	51
105378	-72	779	141	104	92
105400	-73	727	139	98	125
105414	-74	691	139	97	89
105430	-75	653	140	97	314
105448	-76	623	140	97	237
105467	-77	606	141	97	158
105487	-78	603	142	96	119
105506	-79	610	142	108	113
105525	-80	636	140	133	127
105543	-81	673	141	138	80
105562	-82	715	141	137	168

105579	-83	758	141	137	165
105597	-84	801	142	138	204
105614	-85	839	142	139	290
105628	-86	865	143	139	336
105644	-87	881	141	139	215
105658	-88	722	139	138	148
105672	-89	876	141	139	144
105688	-90	854	141	140	212
105703	-91	819	142	116	209
105720	-92	778	143	103	248
105740	-93	728	140	98	321
105754	-94	691	140	98	129
105771	-95	653	141	97	130
105789	-96	623	141	97	103
105808	-97	606	142	96	83
105827	-98	603	143	96	83
105844	-99	610	143	113	75
105863	-100	636	141	134	75
105879	-101	672	144	137	70
105897	-102	715	141	138	155
105916	-103	758	142	138	126
105932	-104	801	142	138	268
105949	-105	840	143	139	328
105963	-106	866	143	140	298
105977	-107	881	141	138	72
105994	-108	884	141	139	61
106007	-109	874	141	139	142
106019	-110	855	142	140	214
106035	-111	819	142	116	98
106051	-112	778	142	104	83
106071	-113	728	141	99	114
106086	-114	692	141	98	92
106103	-115	653	141	97	239
106122	-116	623	141	97	95
106141	-117	606	142	97	47
106160	-118	603	143	96	88
106177	-119	610	143	96	170
106195	-120	636	141	131	258
106214	-121	671	141	138	228
106234	-122	714	142	138	192
106253	-123	758	142	139	189
106270	-124	800	143	139	291
106288	-125	840	143	140	333
106302	-126	866	144	141	327
106317	-127	881	142	139	159
106335	-128	884	141	140	126

106346	-129	876	142	140	150
106360	-130	854	142	141	222
106376	-131	816	143	115	195
106391	-132	778	143	104	115
106407	-133	733	141	99	79
106425	-134	691	141	98	66
106442	-135	653	142	97	247
106460	-136	623	142	97	136
106477	-137	606	142	96	138
106494	-138	603	143	96	248
106512	-139	610	144	102	353
106530	-140	637	141	134	374
106549	-141	672	141	139	375
106567	-142	714	142	138	377
106585	-143	758	142	138	385
106601	-144	802	143	139	352
106616	-145	840	143	140	135
106630	-146	866	143	141	75
106646	-147	881	142	140	137
106663	-148	884	142	140	207
106676	-149	876	142	140	215
106692	-150	851	143	141	174
106706	-151	816	143	116	47
106723	-152	778	143	104	80
106742	-153	733	142	98	55
106762	-154	690	141	98	48
106779	-155	653	142	97	237
106797	-156	623	142	97	122
106815	-157	606	143	96	58
106832	-158	603	143	96	127
106851	-159	610	144	107	157
106870	-160	636	141	134	133
106890	-161	670	142	141	65
106909	-162	714	142	139	130
106928	-163	759	143	139	112
106945	-164	801	143	140	252
106961	-165	840	143	140	318
106976	-166	866	144	141	331
106991	-167	881	143	139	208
107009	-168	884	142	140	190
107020	-169	877	142	140	192
107034	-170	851	143	142	224
107047	-171	819	143	122	131
107064	-172	778	143	106	101
107084	-173	727	141	99	215
107100	-174	691	142	98	79

107115	-175	653	142	97	253
107132	-176	622	142	97	185
107150	-177	606	143	97	235

Результати досліджень модель на
зазі пневмоциліндрів без
застосування регулювання тиску
повітря в порожнинах циліндрів

T, мс	Z	S1	Po	P1	P2
104117	0	635	152	142	310
104134	-1	670	152	149	332
104152	-2	714	151	147	406
104169	-3	758	150	147	412
104185	-4	801	150	147	364
104201	-5	839	149	146	140
104214	-6	865	150	147	79
104229	-7	881	146	144	226
104245	-8	884	145	144	411
104257	-9	876	145	144	117
104270	-10	851	145	144	62
104284	-11	815	145	128	198
104299	-12	777	145	111	368
104320	-13	728	142	100	350
104335	-14	691	142	98	348
104352	-15	653	142	97	360
104371	-16	623	142	97	326
104389	-17	606	142	96	303
104407	-18	603	142	96	208
104426	-19	610	142	107	229
104446	-20	636	139	134	366
104468	-21	670	140	137	463
104489	-22	713	140	137	399
104512	-23	757	140	137	189
104532	-24	801	140	137	91
104552	-25	839	140	137	79
104568	-26	865	141	138	248
104586	-27	881	139	136	307
104601	-28	884	138	136	401
104615	-29	876	139	137	214
104632	-30	851	139	138	105
104646	-31	817	139	114	47
104664	-32	779	139	102	213

104686	-33	728	137	98	38
104701	-34	691	138	97	61
104719	-35	653	138	97	250
104737	-36	623	138	97	120
104757	-37	606	139	96	76
104776	-38	603	139	96	62
104798	-39	610	140	110	41
104820	-40	636	137	134	129
104841	-41	673	140	135	471
104864	-42	714	139	135	461
104886	-43	757	139	136	289
104904	-44	801	140	136	259
104923	-45	839	140	137	222
104939	-46	866	141	138	347
104956	-47	881	139	136	355
104975	-48	884	139	137	370
104987	-49	876	139	137	71
105003	-50	851	140	138	54
105018	-51	816	140	112	92
105034	-52	777	140	102	229
105056	-53	727	138	98	103
105070	-54	690	139	97	320
105086	-55	653	139	97	390
105104	-56	624	139	97	355
105123	-57	606	140	96	358
105144	-58	603	141	96	377
105164	-59	610	140	114	364
105184	-60	636	139	135	337
105202	-61	672	140	136	342
105220	-62	715	140	136	376
105237	-63	759	140	136	381
105254	-64	801	141	137	375
105273	-65	840	141	138	328
105287	-66	865	142	139	142
105304	-67	881	140	137	74
105320	-68	884	139	138	75
105332	-69	876	140	138	217
105346	-70	854	140	139	189
105361	-71	820	141	115	51
105378	-72	779	141	104	92
105400	-73	727	139	98	125
105414	-74	691	139	97	89
105430	-75	653	140	97	314
105448	-76	623	140	97	237
105467	-77	606	141	97	158
105487	-78	603	142	96	119

105506	-79	610	142	108	113
105525	-80	636	140	133	127
105543	-81	673	141	138	80
105562	-82	715	141	137	168
105579	-83	758	141	137	165
105597	-84	801	142	138	204
105614	-85	839	142	139	290
105628	-86	865	143	139	336
105644	-87	881	141	139	215
105658	-88	722	139	138	148
105672	-89	876	141	139	144
105688	-90	854	141	140	212
105703	-91	819	142	116	209
105720	-92	778	143	103	248
105740	-93	728	140	98	321
105754	-94	691	140	98	129
105771	-95	653	141	97	130
105789	-96	623	141	97	103
105808	-97	606	142	96	83
105827	-98	603	143	96	83
105844	-99	610	143	113	75
105863	-100	636	141	134	75
105879	-101	672	144	137	70
105897	-102	715	141	138	155
105916	-103	758	142	138	126
105932	-104	801	142	138	268
105949	-105	840	143	139	328
105963	-106	866	143	140	298
105977	-107	881	141	138	72
105994	-108	884	141	139	61
106007	-109	874	141	139	142
106019	-110	855	142	140	214
106035	-111	819	142	116	98
106051	-112	778	142	104	83
106071	-113	728	141	99	114
106086	-114	692	141	98	92
106103	-115	653	141	97	239
106122	-116	623	141	97	95
106141	-117	606	142	97	47
106160	-118	603	143	96	88
106177	-119	610	143	96	170
106195	-120	636	141	131	258
106214	-121	671	141	138	228
106234	-122	714	142	138	192
106253	-123	758	142	139	189
106270	-124	800	143	139	291

106288	-125	840	143	140	333
106302	-126	866	144	141	327
106317	-127	881	142	139	159
106335	-128	884	141	140	126
106346	-129	876	142	140	150
106360	-130	854	142	141	222
106376	-131	816	143	115	195
106391	-132	778	143	104	115
106407	-133	733	141	99	79
106425	-134	691	141	98	66
106442	-135	653	142	97	247
106460	-136	623	142	97	136
106477	-137	606	142	96	138
106494	-138	603	143	96	248
106512	-139	610	144	102	353
106530	-140	637	141	134	374
106549	-141	672	141	139	375
106567	-142	714	142	138	377
106585	-143	758	142	138	385
106601	-144	802	143	139	352
106616	-145	840	143	140	135
106630	-146	866	143	141	75
106646	-147	881	142	140	137
106663	-148	884	142	140	207
106676	-149	876	142	140	215
106692	-150	851	143	141	174
106706	-151	816	143	116	47
106723	-152	778	143	104	80
106742	-153	733	142	98	55
106762	-154	690	141	98	48
106779	-155	653	142	97	237
106797	-156	623	142	97	122
106815	-157	606	143	96	58
106832	-158	603	143	96	127
106851	-159	610	144	107	157
106870	-160	636	141	134	133
106890	-161	670	142	141	65
106909	-162	714	142	139	130
106928	-163	759	143	139	112
106945	-164	801	143	140	252
106961	-165	840	143	140	318
106976	-166	866	144	141	331
106991	-167	881	143	139	208
107009	-168	884	142	140	190
107020	-169	877	142	140	192
107034	-170	851	143	142	224

Додаток В

T, мс	Z	S1	Po	P1	P2	P3
1098034	-786	137	724	339	327	247
1098113	-787	150	691	330	134	238
1098179	-788	137	667	326	131	215
1098249	-789	124	655	324	136	211
1098323	-790	214	656	299	133	225
1098385	-791	266	674	296	144	221
1098450	-792	278	707	317	153	271
1098516	-793	291	744	333	159	187
1098584	-794	280	792	329	160	131
1098644	-795	269	839	320	142	139
1098711	-796	288	883	324	123	141
1098782	-797	270	914	297	290	132
1098846	-798	310	934	323	283	143
1098912	-799	326	941	334	292	142
1098982	-800	184	936	332	285	155
1099045	-801	151	916	319	267	142
1099102	-802	154	888	317	264	124
1099164	-803	150	849	299	275	178
1099232	-804	147	806	308	282	231
1099298	-805	147	764	329	316	241
1099377	-806	136	724	337	327	250
1099456	-807	149	692	329	132	238
1099523	-808	136	667	325	131	213
1099592	-809	124	655	323	136	209
1099667	-810	214	655	297	133	224
1099729	-811	268	675	296	143	221
1099796	-812	280	707	318	152	274
1099862	-813	291	744	330	154	187
1099930	-814	278	792	328	159	130
1099990	-815	267	839	319	141	138
1100056	-816	286	882	321	122	141
1100128	-817	269	914	298	291	133
1100191	-818	310	934	324	284	143

1100258	-819	326	941	333	292	141
1100327	-820	176	935	331	280	158
1100391	-821	151	916	318	265	142
1100447	-822	154	887	316	264	124
1100509	-823	151	850	305	275	173
1100578	-824	146	806	307	283	227
1100646	-825	147	764	328	315	240
1100725	-826	136	724	337	322	247
1100804	-827	149	692	328	131	236
1100869	-828	137	667	324	131	212
1100940	-829	124	655	322	135	208
1101018	-830	211	656	295	130	225
1101080	-831	269	675	296	145	220
1101148	-832	281	707	318	151	276
1101213	-833	290	744	331	158	193
1101281	-834	277	792	328	159	131
1101341	-835	266	839	317	141	138
1101408	-836	286	882	321	122	140
1101480	-837	269	914	298	290	132
1101544	-838	309	935	323	284	142
1101612	-839	325	941	333	292	142
1101681	-840	170	935	328	278	159
1101745	-841	149	916	317	264	141
1101801	-842	153	888	315	262	123
1101863	-843	150	850	298	275	171
1101933	-844	145	806	307	281	229
1102001	-845	146	764	328	314	241
1102080	-846	136	723	332	324	249
1102158	-847	148	692	327	131	236
1102227	-848	135	667	323	130	216
1102301	-849	122	656	323	132	217
1102374	-850	216	656	290	133	226
1102440	-851	268	674	294	142	223
1102509	-852	279	707	317	150	275
1102574	-853	288	744	325	152	194
1102641	-854	277	792	326	159	130

1102701	-855	266	839	317	141	138
1102769	-856	285	882	324	122	140
1102841	-857	269	915	297	289	132
1102906	-858	309	935	323	283	143
1102972	-859	324	941	332	290	141
1103042	-860	174	936	329	280	158
1103105	-861	150	916	317	263	141
1103161	-862	153	887	315	262	123
1103223	-863	149	850	305	275	179
1103292	-864	145	806	308	283	234
1103360	-865	146	764	328	315	242
1103437	-866	137	723	334	324	246
1103515	-867	150	692	326	132	233
1103583	-868	136	667	322	131	210
1103652	-869	123	655	321	135	207
1103729	-870	213	656	296	132	224
1103795	-871	270	674	296	142	223
1103861	-872	279	707	317	151	275
1103926	-873	288	745	329	159	186
1103992	-874	274	792	325	159	130
1104053	-875	265	839	316	141	138
1104120	-876	285	882	322	122	139
1104194	-877	269	914	296	290	131
1104259	-878	307	935	321	281	142
1104326	-879	323	941	331	288	140
1104396	-880	181	936	327	280	157
1104459	-881	150	916	315	263	141
1104516	-882	152	888	314	262	122
1104579	-883	150	850	298	274	179
1104649	-884	145	806	306	281	234
1104716	-885	147	764	327	314	241
1104794	-886	137	723	333	323	245
1104872	-887	149	692	325	132	233
1104939	-888	136	667	322	130	211
1105009	-889	123	656	321	135	208
1105087	-890	210	656	294	131	224

1105150	-891	269	675	296	144	220
1105218	-892	279	707	317	152	276
1105284	-893	288	744	327	157	187
1105349	-894	274	792	324	159	130
1105410	-895	266	839	315	141	138
1105477	-896	286	882	320	121	138
1105551	-897	268	915	296	288	130
1105615	-898	307	934	320	282	142
1105682	-899	322	941	330	288	141
1105752	-900	172	935	328	276	159
1105815	-901	149	916	314	261	140
1105872	-902	152	887	313	262	122
1105935	-903	149	849	296	274	177
1106004	-904	145	806	305	281	231
1106071	-905	146	764	325	313	239
1106149	-906	137	723	333	323	243
1106228	-907	149	692	324	132	233
1106295	-908	135	667	321	130	210
1106367	-909	122	656	320	134	211
1106446	-910	211	656	295	130	226
1106509	-911	268	674	294	144	221
1106577	-912	276	707	315	151	274
1106641	-913	286	744	327	162	186
1106708	-914	274	792	324	158	129
1106769	-915	265	839	314	140	136
1106838	-916	285	882	322	120	138
1106912	-917	267	914	296	289	130
1106976	-918	307	934	320	281	143
1107043	-919	321	941	329	287	141
1107112	-920	169	936	326	277	158
1107176	-921	149	915	314	261	139
1107233	-922	152	887	313	261	122
1107297	-923	147	850	304	272	179
1107365	-924	145	806	305	281	233
1107433	-925	146	764	326	314	242
1107512	-926	135	724	332	322	247

1107592	-927	148	692	323	130	233
1107659	-928	135	667	320	129	211
1107734	-929	121	655	320	132	213
1107810	-930	213	655	293	131	226
1107873	-931	267	674	294	144	219
1107941	-932	276	707	314	151	271
1108006	-933	285	745	321	158	186
1108074	-934	273	792	323	158	129
1108135	-935	265	839	314	140	136
1108204	-936	286	882	321	120	137
1108278	-937	265	914	294	287	130
1108341	-938	305	934	319	280	142
1108409	-939	321	941	328	287	140
1108480	-940	172	935	326	276	157
1108543	-941	149	915	313	261	139
1108600	-942	152	887	312	261	121
1108664	-943	147	850	301	271	178
1108732	-944	145	807	305	282	233
1108800	-945	145	763	326	313	242
1108878	-946	136	723	330	311	244
1108958	-947	147	691	324	128	233
1109028	-948	133	667	319	128	214
1109101	-949	121	655	319	132	210
1109178	-950	212	655	293	131	224
1109241	-951	267	675	293	144	217
1109309	-952	276	707	313	152	273
1109373	-953	286	744	327	160	183
1109441	-954	273	792	322	158	129
1109504	-955	265	839	314	138	136
1109571	-956	284	882	319	120	138
1109645	-957	266	914	295	290	131
1109709	-958	305	935	319	281	143
1109777	-959	320	941	328	287	141
1109847	-960	168	936	325	276	159
1109911	-961	149	915	312	261	139
1109969	-962	152	887	311	261	122

1110034	-963	149	850	297	273	175
1110104	-964	145	806	303	279	230
1110172	-965	145	763	324	310	238
1110251	-966	136	724	330	319	245
1110333	-967	146	691	323	129	234
1110403	-968	133	667	319	128	210
1110474	-969	121	656	317	133	208
1110552	-970	212	655	294	131	221
1110615	-971	266	675	292	146	217
1110681	-972	275	706	312	151	270
1110747	-973	284	744	323	157	190
1110816	-974	274	792	322	157	129
1110879	-975	265	839	313	139	137
1110947	-976	284	883	318	121	139
1111021	-977	265	915	294	289	132
1111086	-978	304	934	319	281	143
1111154	-979	319	941	327	287	141
1111225	-980	168	935	322	274	159
1111289	-981	149	916	311	260	139
1111348	-982	152	887	311	261	121
1111412	-983	149	850	294	273	177
1111482	-984	145	806	303	277	231
1111550	-985	147	764	323	310	238
1111630	-986	137	723	330	320	245
1111715	-987	147	692	322	129	237
1111785	-988	135	667	319	131	213
1111857	-989	124	655	317	137	209
1111934	-990	216	656	289	133	224
1112000	-991	267	675	292	147	220
1112070	-992	277	707	314	152	276
1112137	-993	287	744	325	161	186
1112209	-994	275	791	321	159	132
1112272	-995	265	839	312	141	139
1112342	-996	284	883	318	124	141
1112416	-997	268	914	297	289	135
1112482	-998	306	934	319	283	146

1112553	-999	318	890	327	287	143
1112628	-1000	166	935	318	276	168
1112696	-1001	158	916	312	263	146
1112758	-1002	161	887	312	265	129
1112825	-1003	156	850	302	273	188
1112896	-1004	154	806	306	283	241
1112968	-1005	154	763	325	313	249
1113052	-1006	142	723	317	309	253
1113140	-1007	152	692	323	136	241
1113212	-1008	141	667	318	139	217
1113286	-1009	130	656	317	144	214
1113365	-1010	215	656	295	139	226
1113428	-1011	270	674	296	156	225
1113499	-1012	279	707	315	160	280
1113569	-1013	289	744	326	179	185
1113646	-1014	278	792	321	162	141
1113714	-1015	269	839	312	148	148
1113788	-1016	288	883	319	131	147
1113862	-1017	275	914	301	291	144
1113931	-1018	310	934	321	289	154
1114006	-1019	318	941	326	289	149
1114087	-1020	168	935	317	285	176
1114161	-1021	166	916	313	267	151
1114226	-1022	170	887	313	271	138
1114299	-1023	163	850	310	276	197
1114373	-1024	164	807	310	287	259
1114450	-1025	165	764	327	314	261
1114543	-1026	154	724	317	301	259
1114648	-1027	162	691	324	152	252
1114729	-1028	157	667	317	157	230
1114812	-1029	148	656	318	161	228
1114897	-1030	243	657	291	156	232
1114969	-1031	279	675	309	171	247
1115047	-1032	293	707	320	179	292
1115128	-1033	298	744	325	211	197
1115226	-1034	287	793	320	181	168

1115315	-1035	286	840	316	170	170
1115406	-1036	305	883	326	162	166
1115498	-1037	297	915	314	279	166
1115582	-1038	311	935	323	299	177
1115677	-1039	314	941	323	294	170
1115785	-1040	184	935	325	293	185
1115874	-1041	191	917	315	283	175
1115959	-1042	192	889	320	288	165
1116051	-1043	178	851	310	290	283
1116139	-1044	184	807	322	305	277
1116233	-1045	182	764	326	313	276
1116345	-1046	166	724	314	257	266
1116468	-1047	176	692	324	168	260
1116562	-1048	172	668	317	173	242
1116657	-1049	166	657	321	176	246
1116751	-1050	296	657	299	175	242
1116838	-1051	301	675	321	189	271
1116934	-1052	304	707	326	198	302
1117040	-1053	319	745	324	223	180
1117158	-1054	293	792	316	195	183
1117272	-1055	301	841	322	189	186
1117390	-1056	307	883	312	228	184
1117516	-1057	313	915	323	310	190
1117639	-1058	312	934	323	305	193
1117772	-1059	315	941	323	301	182
1117918	-1060	204	936	325	299	192
1118039	-1061	207	918	319	295	193
1118155	-1062	212	890	325	303	191
1118288	-1063	199	852	315	295	290
1118424	-1064	209	808	328	314	298
1118603	-1065	202	765	324	311	293
1118860	-1066	199	725	334	200	304
1119086	-1067	204	693	325	201	289
1119295	-1068	215	669	324	213	291
1119509	-1069	220	658	324	223	288
1119714	-1070	322	658	329	228	299

1119953	-1071	312	675	324	223	299
1120214	-1072	315	707	327	226	304
1120541	-1073	309	745	322	223	212
1120927	-1074	314	792	326	221	210
1121758	-1075	316	841	326	212	203
1212918	-1076	575	889	563	589	310
1213697	-1077	540	921	549	538	335
1214275	-1078	573	941	580	565	382
1214907	-1079	557	947	584	561	331
1215409	-1080	388	942	606	578	383
1215828	-1081	394	923	599	560	382
1216231	-1082	372	894	567	547	357
1216549	-1083	361	857	564	560	557
1216860	-1084	372	813	569	554	545
1217157	-1085	410	770	582	573	561
1217524	-1086	376	730	603	412	569
1217917	-1087	361	697	608	351	550
1218229	-1088	377	675	547	376	522
1218482	-1089	444	664	576	432	554
1218800	-1090	594	664	603	412	548
1219127	-1091	539	681	548	402	527
1219489	-1092	544	712	553	396	532
1219838	-1093	567	750	568	422	417
1220296	-1094	550	798	560	376	365
1220782	-1095	560	846	566	350	340
1221181	-1096	605	889	607	593	359
1221635	-1097	584	922	586	576	383
1222116	-1098	570	940	552	560	340
1222558	-1099	584	947	556	549	338
1222931	-1100	421	942	560	559	412
1223310	-1101	429	924	585	562	418
1223665	-1102	405	895	606	572	379
1224004	-1103	412	858	566	579	556
1224414	-1104	366	813	581	549	530
1224807	-1105	365	770	537	522	516
1225259	-1106	385	730	598	376	576

1225670	-1107	389	698	580	381	554
1226014	-1108	390	675	575	394	568
1226303	-1109	433	664	558	420	534
1226609	-1110	583	664	576	417	553
1226911	-1111	614	683	587	447	592
1227270	-1112	569	713	576	440	555
1227685	-1113	579	750	586	397	374
1228068	-1114	581	799	595	411	390
1228559	-1115	573	846	570	376	373
1229041	-1116	573	889	588	565	347
1229501	-1117	579	922	547	563	355
1229918	-1118	599	941	565	594	389
1230364	-1119	602	947	593	611	379
1230785	-1120	396	942	594	548	416
1230868	-1121	421	939	581	552	424
1231143	-1122	417	924	574	549	401
1231506	-1123	403	896	563	552	381
1231864	-1124	385	858	558	584	576
1232217	-1125	381	813	558	550	536
1232599	-1126	372	770	534	560	544
1233050	-1127	372	727	569	368	528
1233166	-1128	377	719	536	379	539
1233409	-1129	383	698	574	383	518
1233732	-1130	404	675	528	405	543
1234045	-1131	414	664	560	417	527
1234350	-1132	557	663	526	419	547
1234671	-1133	551	682	529	424	544
1235026	-1134	559	713	598	408	544
1235399	-1135	547	750	529	407	397

ДОДАТОК Д

Затверджую:
 Начальник Харківського
 відділення Філії "ЦТС "Ліски"
 АТ "Укрзалізниця"
 Чеботарьов Д. М.
 " " " 2019 року



впровадження результатів науково-дослідної роботи кафедри БКВРМ УкрДУЗТ на
 тему: «Удосконалення конструкції низькообертових гідромоторів створених на базі
 гідроциліндрів»

Комісія в складі:

від Харківське відділення Філії "ЦТС "Ліски" АТ "Укрзалізниця": головуючий
 Чеботарьов Д. М., головний інженер Козлов С.С.;

від УкрДУЗТ: д.т.н. Воронін С.В., д.т.н. Ремарчук М. П., здобувач Чмуж Я.В.
 розглянула матеріали дисертаційного дослідження здобувача Чмуж Я. В. та дійшла
 висновків:

1. Основний результат науково-дослідної роботи полягає у обґрунтуванні параметрів високомоментних низькообертових гідромоторів на базі гідроциліндрів, що призводить до підвищення загального ККД гідромотора та зниження металосмістості.
2. Практичні результати роботи можуть бути застосовані у виробничому процесі Харківського відділення Філії "ЦТС "Ліски" АТ "Укрзалізниця" для зниження витрат енергії в механізмах підйому вантажу, переміщення механізму підйому вантажу, переміщення мостового крану однобалочного опорного МОП 3,2-13,5.
3. Згідно експертної оцінки ефективності впровадження результатів досліджень здобувача Чмуж Я.В., практичне застосування запропонованого способу модернізації механізмів призведе до підвищення ефективності роботи механізмів, що є актуальним та економічно доцільним.
4. Проведений розрахунок економічної ефективності на прикладі механізму підйому вантажу ТЭ-320-51120-01 крану МОП 3,2-13,5 показав, що:
 - витрати електроенергії за годину роботи зменшаться на 7,5%;
 - зменшення металосмістості механізму на 20% (96,5 кг);
 - економія електроенергії в грошовому значенні за 10 років експлуатації модернізованого механізму складає 90576,00 грн;
 - термін окупності модернізованого механізму – 6,3 роки.
5. Результати розрахунку економічного ефекту наведено в додатку до акту.
6. Враховуючи результати розрахунку економічної ефективності комісія вважає доцільним впровадити результати роботи у виробництво.

Члени комісії:

Від Харківське відділення
 Філія "ЦТС "Ліски" АТ
 "Укрзалізниця":

Головний інженер Козлов С. С.

Від УкрДУЗТ:

д.т.н. Воронін С.В.

д.т.н. Ремарчук М.П.

здобувач Чмуж Я.В.



“ЗАТВЕРДЖУЮ”

Перший проректор УкрДУЗТ

В.М. Астахов

2019 р.

АКТ

Впровадження результатів дисертаційної роботи Чмужа Ярослава Валентиновича на тему: «Обґрунтування параметрів низькообертового високомоментного гідромотора на базі силових гідроциліндрів» в навчальний процес Українського державного університету залізничного транспорту.

До основних результатів дисертаційної роботи Чмужа Я.В., які використовуються в навчальному процесі УкрДУЗТ належать:

- встановлені закономірності руху штоків циліндрів низькообертового гідромотора на базі трьох пар гідроциліндрів;
- встановлені закономірності пульсації робочої рідини в напірній магістралі для низькообертових гідромоторів на базі гідроциліндрів;
- встановлений метод розрахунку низькообертових високомоментних гідромоторів на базі силових гідроциліндрів на основі встановлених закономірностей та умови залежності потужності мотора від відношення діаметра штока до діаметра циліндра.

Перелічені результати дисертаційного дослідження використовуються в навчальному процесі кафедри будівельних колійних та вантажно-розвантажувальних машин при викладанні дисциплін «Гідравлічний привід машин», «Колійні машини», «Гідропневмоавтоматика» та «Підйомно-транспортні та вантажно-розвантажувальні машини» спеціальності 133 – Галузеве машинобудування.

Завідувач кафедри будівельних,
колійних та вантажно-розвантажувальних
машин, д.т.н., проф.

С.В. Воронін

ДОДАТОК Е

Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації

Статті у наукових фахових виданнях України:

1. Ремарчук М.П. Гідромотор-колесо механізму переміщення трактора, створений на базі силових гідроциліндрів / М.П. Ремарчук, С.І. Овсянніков, А.П. Холодов, Я.В. Чмуж, Т.Т. Байрамашвілі // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 94. – С. 353-357.
2. Ремарчук М.П. Енергозбереження в гідросистемі бульдозера / М.П. Ремарчук, А.П. Холодов, Я.В. Чмуж, Т.Т. Байрамашвілі // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 94. – С. 385-392.
3. Ремарчук М.П. Створення гідромоторів на основі використання стандартних силових гідроциліндрів / М.П. Ремарчук, А.П. Холодов, Я.В. Чмуж, Т.Т. Байрамашвілі // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА, 2010. – Вип. 57. – С. 430-434.
4. Ремарчук М. П. Надійність силових передач механізмів переміщення самохідних машин в залежності від величини ККД / М.П. Ремарчук, А.П. Холодов, Я.В. Чмуж, Т.Т. Байрамашвілі // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 100. – С. 191-196.
5. Ремарчук М.П. Удосконалення схеми підключення силових гідроциліндрів в складі високомоментних гідромоторів / М.П. Ремарчук, Я.В. Чмуж, С.І. Овсянніков // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА, 2010. – Вип. 58. – С. 147-151.
6. Ремарчук М.П. Підвищення показників функціонування високомоментного гідромотора для приводу механізмів машин / М.П. Ремарчук,

Я.В. Чмуж, С.І. Овсянніков, Ю.В. Рижков // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2011. – Вип. 111. – С. 17-23.

7. Ремарчук М.П. Енергозбереження в гідравлічних приводах мобільних і стаціонарних технічних систем / М.П. Ремарчук, С.І. Овсянніков, Я.В. Чмуж, С.В. Воронін // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2013. – Вип. 136. – С. 97-106.

8. Ремарчук М.П. Методологія проектування гідравлічного приводу на основі застосування системного аналізу / М.П. Ремарчук, А.О. Задорожній, Я.В. Чмуж // «Східно-європейський журнал передових технологій» 2017р. № 2/7(86). – С. 42-50 (SCOPUS).

Публікації апробаційного характеру:

9. Ремарчук М.П. Створення високомоментного гідромотора на базі силових гідроциліндрів / М.П. Ремарчук, С.В. Воронін, С.І. Овсянніков, Я.В. Чмуж // Х міжвузівська науково-практична конференція «Можливості використання методів механіки для розв'язання питань безпеки в умовах надзвичайних ситуацій» (м. Харків, 9 грудня, 2011 р.). – Харків: НУЦЗУ, 2011. – С. 32-33.

10. Ремарчук М.П. Визначення загального коефіцієнта корисної дії технічних систем / М.П. Ремарчук, С.В. Воронін, С.І. Овсянніков, Я.В. Чмуж // XI міжвузівська науково-практична конференція «Можливості використання методів механіки для розв'язання питань безпеки в умовах надзвичайних ситуацій» (м. Харків, 7 грудня, 2012 р.). – Харків: НУЦЗУ, 2012. – С. 44-46.

11. Чмуж Я.В. Дослідження роботи тихохідного мотору на базі електроциліндрів для механізмів оборонної техніки / Я.В. Чмуж // Міжвузівська конференція «Національна академія Національної гвардії України» (м. Харків, 30 квітня, 2015 р.). – Харків: НАНГУ, 2015. – С. 9-10.

12. Ремарчук М.П. Розробка системи управління гідравлічним мотором на основі результатів дослідження роботи мотора на базі електроциліндрів / М.П. Ремарчук, Я.В. Чмуж // XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП

«Промислова гідравліка та пневматика» Матеріали конференції. м. Суми, 14-16 жовтня, 2015 р. – Суми, СДУ, 2015 р. – С. 73-74.

13. Чмуж Я.В. Удосконалення поршневих насосів для подачі забруднених і агресивних рідин / Я.В. Чмуж, М.П. Ремарчук, Р.А. Бережний // Міжнародна науково-практична конференція «Прикладні аспекти техногенно-екологічної безпеки» (м. Харків, 4 грудня 2015 р.). – Харків: НУЦЗУ, 2015. – С. 19-21.

14. Ремарчук М.П. Моделювання працездатності гідромотора на базі трьох електроциліндрів. / М.П. Ремарчук, С.В. Воронін, Я.В. Чмуж // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування : II міжнародна науково-технічна конференція 15-16 листопада 2016 р. : збірник тез доповідей. – Вінниця : Т. П. Барановська, 2016. – С. 24.

15. Ремарчук М.П. Проектування гідроприводу в складі різних за призначенням машин / М.П. Ремарчук, Я.В. Чмуж, А.О. Задорожній // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Вінниця 3-6 жовтня, 2017 р.). – Вінниця, 2017. – С. 117.

16. Ремарчук М.П. Вплив вібрації на працездатність машин з поступальним і обертовим рухом їх механізмів / М.П. Ремарчук, А.О. Задорожній, Я.В. Чмуж // XVI Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях» Вінницький національний технічний університет (м. Вінниця 26-27 жовтня 2017 р.) – Вінниця, 2017.– С. 86-87.

17. Чмуж Я.В. Моделювання та оптимізація параметрів високомоментного мотора для механізмів військової техніки / Я.В. Чмуж // Науково-практична конференція «Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів» Національна академія Національної гвардії України (м. Харків, 26 жовтня, 2017 р.). – м. Харків, 2017р. – С. 146-148.

Відомості про апробацію матеріалів дисертації

1. X міжвузівська науково-практична конференція «Можливості використання методів механіки для розв'язання питань безпеки в умовах надзвичайних ситуацій» м. Харків, 9 грудня, 2011 р. (особиста участь).
2. XI міжвузівська науково-практична конференція «Можливості використання методів механіки для розв'язання питань безпеки в умовах надзвичайних ситуацій» м. Харків, 7 грудня, 2012 р. (особиста участь).
3. Міжнародна науково-технічна конференція «Нові технології, обладнання, матеріали в будівництві і на транспорті» м. Харків, 26-28 листопада, 2014 р. (особиста участь).
4. Міжвузівська конференція «Національна академія Національної гвардії України» м. Харків, 30 квітня, 2015 р. (особиста участь).
5. XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка та пневматика». м. Суми, 14-16 жовтня, 2015 р. (особиста участь).
6. Міжнародна науково-практична конференція «Прикладні аспекти техногенно-екологічної безпеки» м. Харків, 4 грудня 2015 р. (особиста участь).
7. Міжнародна науково-технічна конференція «Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті» м. Харків, 26-28 квітня, 2016 р. (особиста участь).