

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

СТЕПАНОВА ОКСАНА ГЕННАДІЇВНА

УДК 621.646:62-83

ДИСЕРТАЦІЯ


**ПОКРАЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯМ
ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ**

131 – Прикладна механіка

13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

 О. Г. Степанова

Науковий керівник

Соколов Володимир Ілліч
доктор технічних наук, професор

Севєродонецьк – 2021

АНОТАЦІЯ

Степанова О.Г. Покращення експлуатаційних характеристик технологічного обладнання удосконаленням електрогідравлічних приводів.
– Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 131 – Прикладна механіка. – Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля Міністерства освіти і науки України, Сєвєродонецьк, 2021.

В дисертаційній роботі вирішена актуальна науково-технічна задача покращення експлуатаційних характеристик технологічного обладнання (ТО) шляхом удосконалення електрогідравлічних приводів (ЕГП), що забезпечує зменшення енергоємності та збільшення продуктивності обладнання.

У вступі доведено актуальність теми дисертації, надано мету і задачі досліджень, зв'язок роботи з науковими програмами та темами, викладено методи досліджень, обґрунтовано достовірність отриманих результатів, наведено наукову новизну і практичну значимість, представлено особистий внесок автора та дані про апробацію результатів та публікації.

Перший розділ дисертації являється розгорнутим аналізом стану проблеми в теоретичному і практичному аспектах. Розглянуто сучасне ТО промислових підприємств, зокрема, обладнання з ЕГП, та вимоги до нього. Відзначено, що основними експлуатаційними характеристиками, покращення яких дає значний економічний ефект, є енергоємність та продуктивність ТО. Зменшення енергоємності безпосередньо досягається підвищенням коефіцієнта корисної дії (ККД) приводів обладнання шляхом зниження потужності, що споживається. Підвищення продуктивності суттєво залежить від скорочення операційного часу, що можна забезпечити розробкою та дослідженням систем автоматичного керування (САК) приводами ТО.

На підставі виконаного аналізу стану проблеми, наукових праць з питань розробки і проектування ТО з ЕГП, сформульовані мета та відповідні задачі дослідження, які наведено на початку автореферату.

У другому розділі розвинені математичні моделі для дослідження робочих процесів в ЕГП ТО.

Удосконалено математичну модель для дослідження робочих процесів в автоматичному ЕГП дросельного регулювання використанням технічних даних базових пристроїв, що забезпечує уточнення розрахунків характеристик приводу ТО.

Розвинена математична модель ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання урахуванням динамічних властивостей електрогідравлічного підсилювача. Побудовано математичну модель приводу обладнання як об'єкту керування, що взята за основу для розробки САК ЕГП ТО.

В третьому розділі розроблено експериментальний стенд для дослідження статичних й динамічних характеристик гідроприводу, методику проведення експерименту та перевірки адекватності удосконалених математичних моделей, оцінки енергетичної ефективності методів регулювання гідроприводу.

Проведено експериментальне дослідження енергетичної ефективності способів регулювання гідроприводу та виконано аналіз залежності ККД приводу від глибини регулювання швидкості. Показана доцільність використання об'ємного регулювання (зміна витрати насоса регулюванням робочого об'єму) для зменшення енергоємності ТО з ЕГП обертального руху.

Визначення адекватності удосконалених математичних моделей здійснювалося по критерію Фішера порівнянням отриманих дослідних та розрахункових теоретичних характеристик гідроприводу, а також осцилограм перехідних процесів для блоку регулювання насоса і приводу в цілому. Адекватні математичні моделі покладені в основу наступних досліджень з покращення експлуатаційних характеристик ТО удосконаленням ЕГП.

Четвертий розділ присвячено питанням розробки та дослідження САК ЕГП ТО.

Для корекції автоматичних ЕГП дросельного регулювання обґрунтовано застосування у ланцюгу електромеханічного перетворювача реальної пропорційно–диференціальної (ПД) ланки, параметри налаштувань якої визначаються відповідно до заданого критерію якості регулювання, що дозволяє підвищити швидкодію приводу та знизити його швидкісну погрішність.

Запропоновано САК ЕГП оберտального руху, яка враховує стохастичні збурюючі впливи та шум спостереження, що забезпечує покращення експлуатаційних характеристик ТО. Відповідно до методу розділення розробку оптимальної стохастичної лінійної системи в умовах неповної інформації про стан розбито на дві задачі: синтез лінійного оптимального спостерігача та розробка детермінованого оптимального лінійного регулятора. Використання запропонованої САК поліпшує динамічні характеристики приводів, розширює функціональні можливості й підвищує продуктивність ТО.

В п'ятому розділі розроблено технічні рішення, на які отримано патенти України, що покращують експлуатаційні характеристики ТО з ЕГП. Показана можливість зменшення енергоємності обладнання з приводом оберտального руху підвищенням ККД ЕГП за рахунок зниження втрат споживаної потужності, зв'язаних з процесом регулювання витрати до гідромотора.

Застосування реальної ПД-ланки у ланцюгу електромеханічного перетворювача автоматичного ЕГП дросельного регулювання дозволяє ефективно корегувати динамічні характеристики приводу, зокрема, характер і тривалість перехідного процесу .

Розроблено інженерну методику проектного розрахунку автоматичного ЕГП оберտального руху та об'ємного регулювання, яка дозволяє по значенням максимального моменту навантаження та частоти обертання гідромотора виконувати оцінку основних параметрів та вибір елементів і пристроїв приводу, а також прогноз статичних й динамічних характеристик.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Удосконалено математичну модель автоматичного ЕГП дросельного регулювання використанням технічних даних базових пристроїв, що забезпечує уточнення розрахунків характеристик приводу.

2. Дістала подальшого розвитку математична модель ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання урахуванням динамічних властивостей електродравлічного підсилювача, на підставі чого побудовано математичну модель приводу обладнання як об'єкту керування, що взята за основу для розробки САК.

3. Набули подальшого розвитку методологічні засади корекції автоматичних ЕГП дросельного регулювання на основі застосування у ланцюгу електромеханічного перетворювача реальної ПД-ланки, що дозволяє підвищити швидкодію приводу та знизити його швидкісну погрішність.

4. Вперше запропоновано САК ЕГП обертального руху, яка враховує стохастичні збурюючі впливи та шум спостереження, що забезпечує покращення експлуатаційних характеристик ТО.

Практичне значення результатів дослідження.

1. Розроблено технічні рішення, на які отримано патенти України, що покращують експлуатаційні характеристики ТО з ЕГП. Показана можливість зменшення енергоємності обладнання з приводом обертального руху підвищенням ККД приводу понад 20% за рахунок зниження втрат споживаної потужності, які пов'язані з процесом регулювання витрати, що надходить до гідромотора.

2. Використання запропонованої САК поліпшує динамічні характеристики приводів, розширює функціональні можливості й підвищує продуктивність ТО. Застосування САК в координато-свердлильних верстатах з гідروприводом головного руху дає можливість знизити коливальність системи більш ніж на 14%, а в обладнанні для пластичного формоутворення конструкцій і деталей розширити номенклатуру виробів та скоротити операційний

час до 16%.

3. Застосування реальної ПД-ланки у ланцюгу електромеханічного перетворювача автоматичного ЕГП дросельного регулювання дозволяє ефективно корегувати динамічні характеристики приводу, зокрема, характер і тривалість перехідного процесу. Вибір оптимальних параметрів налаштувань коригуючої ланки підвищує швидкодію слідкуючого приводу спеціального пресового обладнання до 7 разів, що суттєво знижує швидкісну погрішність.

4. Розроблено інженерну методику проектного розрахунку автоматичного ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання, яка дозволяє по значенням максимального моменту навантаження та частоти обертання гідромотора виконувати оцінку основних параметрів та вибір елементів і пристроїв приводу, а також прогноз статичних й динамічних характеристик.

Основні результати дисертації використано та впроваджено в науково-виробничих підприємствах при модернізації ТО з ЕГП, у навчальному процесі СНУ ім. В. Даля за спеціальностями «Прикладна механіка» і «Галузеве машинобудування».

Ключові слова: експлуатаційні характеристики, електрогідравлічний привід, динамічні характеристики, математична модель, система автоматичного керування, перехідний процес, енергоємність, продуктивність.

ABSTRACT

Stepanova O.G. Improving operational characteristics of technological equipment by electrohydraulic drives perfection. – Qualification scientific work as a manuscript.

Dissertation for obtaining the PhD in specialty 131 – Applied mechanics. – Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, Ukraine Ministry of Education and Science, Severodonetsk, 2021.

The PhD thesis is devoted to actual scientific and technical problem of improving operational characteristics of technological equipment (TE) by electrohydraulic drives (EHD) perfection, that provides reduction energy consumption and increase productivity for equipment.

In the introduction relevance of dissertation topic is proved, purpose and research tasks are formulated, work connection with scientific programs and topics, research methods are given, obtained results reliability is substantiated, scientific novelty and practical significance are presented, also the author personal contribution, approbation data of results and publications are given.

The first section of dissertation is detailed analysis of problem state in theoretical and practical aspects. Modern TO of industrial enterprises, particular, equipment with EHD, and its requirements are considered. Main operational characteristics, improvement of which gives significant economic effect of TE using, are energy consumption and productivity of TE. Reducing energy consumption is directly achieved by increasing equipment drives efficiency. The increase productivity significantly depends on operation time reduction, which can be provided by development and research of automatic control systems (ACS) for drives of TE.

On basis of performed analysis for problem state, scientific works on TE study, development and design of TE with EHD, the purpose and corresponding tasks of research are formulated.

In the second section, mathematical models for work processes study in EHD are developed.

Mathematical model for work processes study in automatic EHD with throttle regulation is improved by using of technical data for basic devices, which provides calculations clarification of drive characteristics for TE.

Mathematical model has been further developed to investigate dynamic characteristics of rotary motion EHD with volume regulation taking into account the dynamic properties of electrohydraulic amplifier. Mathematical model of TE drive as control object is built, model is taken as basis for development of ACS by TE

with EHD.

In the third section, experimental stand to investigate EHD static and dynamic characteristics is developed. Experiment methodology and adequacy verification of advanced mathematical models, evaluation methodology of the energy efficiency for regulation methods of hydraulic drive are presented.

The experimental researches of efficiency for regulation methods of hydraulic drive are carried out, dependence of drive efficiency on depth of velocity regulation is analyzed. The expediency of using volume regulation (changing pump flow by adjusting working volume) to reduce TE energy consumption with rotational motion EHD is demonstrated.

The adequacy of advanced mathematical models was determined by Fisher's criterion by comparing experimental and calculated theoretical characteristics of the hydraulic drive, transient oscillograms for pump control unit and drive as whole. Adequate mathematical models put to base for following researches to improve operational characteristics of TE by improving of EHD.

The fourth section is devoted to development and characteristics research of ACS by EHD of TE.

For correction of automatic EHD with throttle regulation, the application of real proportional-differential (PD) link in electromechanical transducer circuit is substantiated. Parameters of link settings are determined according to control quality criterion, that increasing drive response speed and reduce its velocity error.

The ACS by rotational motion EHD is proposed. ACS by EHD takes into account stochastic disturbing influences, also observation noise, that improves operational characteristics of TE. According to separation method, the development of optimal stochastic linear system in the conditions of incomplete information about state is divided into two tasks: the synthesis of linear optimal observer and the development of deterministic optimal linear controller. The use of proposed ACS allows to improve dynamic characteristics of drives, to expand the functionality and to increase productivity of TE.

In the fifth section technical solutions are developed, which are protected by the patents of Ukraine that improve operational characteristics of TE with EHD. The possibility of reducing TE energy consumption with rotary motion drive by increasing efficiency of EHD by reducing power consumption associated with regulation process of flow rate into hydraulic motor was shown.

The use of PD-link in circuit of electromechanical transducer of automatic EHD with throttle regulation allows to effectively correct dynamic characteristics of drive, in particular, the transient process nature and its duration.

The engineering method of design calculation of automatic rotary motion EHD with volume regulation has been developed, which allows to estimate the main parameters and the choice of elements and devices of drive according values of maximum load moment and rotation frequency of hydraulic motor, make forecast static and dynamic characteristics.

The scientific novelty of the obtained results.

1. Mathematical model of automatic EHD with throttle regulation is improved by using of technical data for basic devices, that provides calculations clarification of drive characteristics.

2. Mathematical model of rotary motion EHD with volume regulation taking into account dynamic properties of electrohydraulic amplifier was further developed. Base on this the mathematical model of drive as control object was built, taken as basis for development of ACS.

3. Methodological foundations for correction of automatic EHD with throttle regulation have been further developed based on application in circuit of electromechanical transducer the real PD-link, that allows to increase drive response speed and to reduce its velocity error.

4. For the first time, the ACS by rotary motion EHD is proposed, taking into account stochastic disturbing influences and noise of observation, that provides improving operational characteristics of TE.

The practical significance of the research results.

1. Technical solutions which are protected by the patents of Ukraine that improve operational characteristics of TE with EHD is developed. The possibility of reducing equipment energy consumption with rotary motion drive by increasing drive efficiency more than 20% by reducing power consumption associated with regulation process of flow rate into hydraulic motor was shown.

2. The use of proposed ACS allows to improve dynamic characteristics of drives, to expand functionality and to increase productivity of TE. The ACS application in coordinate-drilling machines with hydraulically driven for main motion gives possibility to reduce system oscillation by more than 14%, and in equipment for plastic formation of structures and parts expand product range and reduce operating time to 16%.

3. The application of real PD-link in circuit of electromechanical transducer of automatic EHD with throttle regulation allows to effectively correct dynamic characteristics of drive, in particular, the nature of transient process and its duration. Choice of optimum settings parameters for correction link increases response speed of servo drive for special press equipment up to 7 times that significantly reduces the velocity error.

4. The engineering method of design calculation of automatic rotary motion EHD with volume regulation has been developed, which allows to estimate the main parameters and the choice of elements and devices of drive according values of maximum load moment and rotation frequency of hydraulic motor, make forecast static and dynamic characteristics.

Main dissertation results are used and introduced at scientific-production enterprises during modernization of TE with EHD, in the V. Dahl EUNU educational process on specialties “Applied mechanics”, “Industrial machinery engineering”.

Keywords: operational characteristics, electrohydraulic drive, dynamic characteristics, mathematical model, automatic control system, transient process, productivity, energy consumption.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Sokolov V., Krol O., Stepanova O. Mathematical model of the automatic electrohydraulic drive with volume regulation. *ТЕКА. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. Vol. 17. No 1. 2017. P. 27-32. **(Index Copernicus)**
2. Соколов В.І., Степанова О.Г., Степчук Я.І., Кавун Д.Ю., Ткаченко М.К. Розробка та дослідження системи автоматичного керування технологічним обладнанням з гідроприводом обертального руху. *Вісн. Східноукр. націон. ун-ту ім. В. Даля*. 2017. № 7(237). С. 63-70.
3. Sokolov V., Krol O., Stepanova, O. Nonlinear simulation of electrohydraulic drive for technological equipment. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1278, 012003. DOI: 10.1088/1742-6596/1278/1/0120032019. **(Scopus)**
4. Степанова О.Г. Експериментальні дослідження гідравлічного приводу технологічного обладнання. *Вісн. Східноукр. націон. ун-ту ім. В. Даля*. 2019. № 1(249). С. 61-65. **(Index Copernicus)**
5. Степанова О.Г. Математична модель динамічних характеристик силової частини електрогідравлічного приводу обертального руху. *Вісн. Східноукр. націон. ун-ту ім. В. Даля*. 2020. № 4(260). С. 79-86. **(Index Copernicus)**
6. Sokolov V., Krol O., Stepanova O. Choice of Correcting Link for Electrohydraulic Servo Drive of Technological Equipment. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2020. P. 702-710. DOI: 10.1007/978-3-030-22365-6_70. **(Web of Science, Scopus)**
7. Sokolov V., Krol O., Stepanova O., Tsankov P. Dynamic characteristics of rotary motion electrohydraulic drive with volume regulation. *Comptes rendus de l'Academie bulgare des Sciences*. 2020. Vol. 73. No 5. P. 691-702. DOI: 10.7546/CRABS.2020.05.12. **(Web of Science, Scopus)**

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

8. Степанова О.Г., Азаренко Н.Г., Соколов В.І. Система автоматичного керування технологічним обладнанням з гідроприводом обертального руху. *Технологія-2017*: матеріали XX міжнар. наук.-техн. конф. (м. Сєверодонецьк, 21-22 квіт. 2017 р.). Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2017. С. 203-205.

9. Степанова О.Г., Кавун Д.Ю., Соколов В.І. Автоматизація процесів керування машинобудівним обладнанням з електрогідравлічним приводом. *Технічні науки в Україні: погляд у майбутнє*: збірник тез наук. доп. II всеукр. конф. (Сєверодонецьк, 27-28. квіт. 2017 р.). Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2017. С. 75-79.

10. Степанова О.Г., Соколов В.І. Розробка системи автоматичного керування технологічним обладнанням. *Майбутній науковець – 2017*: матеріали всеукр. наук. – практ. конф. (Сєверодонецьк, 1 груд. 2017 р.). Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2017. С. 271-272.

11. Степанова О.Г., Соколов В.І. Розробка та дослідження системи автоматичного керування технологічним обладнанням. *Технологія-2018*: матеріали XXI міжнар. наук.-техн. конф. (Сєверодонецьк, 20-21 квіт. 2018 р.). Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2018. С. 90-91.

12. Степанова О.Г., Соколов В.І. Дослідження системи автоматичного керування технологічним обладнанням. *Технічні науки в Україні: погляд у майбутнє*: збірник тез наук. доп. III всеукр. конф. (Київ, 27-28 квітня 2018 р.). Київ: ДУІТ, 2018. С. 89-92.

13. Батурін Є.О., Степанова О.Г., Соколов В.І. Теоретичні та експериментальні дослідження характеристик гідроприводу технологічного обладнання. *Технологія-2019*: матеріали XXII міжнар. наук.-техн. конф. (Сєверодонецьк, 26-27 квіт. 2019 р.). Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2019. Ч. 1. С. 188-189.

14. Степанова О.Г. Експериментальний стенд для дослідження характеристик гідроприводу обертального руху. *Технологія-2019*: матеріали XXII міжнар. наук.-техн. конф. (м. Сєверодонецьк, 26-27 квіт. 2019 р.). Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2019. Ч. 1. С. 191-192.

15. Батурін Є.О., Степанова О.Г., Соколов В.І. Теоретичні та експериментальні дослідження динамічних характеристик електрогідравлічного приводу. *Технічні науки в Україні: сучасні тенденції розвитку*: матеріали всеукр. наук.-техн. конф. (Київ, 20-21 лист. 2019 р.). Київ: ДУІТ, 2019. С. 58-59.

16. Степанова О.Г. Експериментальні дослідження експлуатаційних характеристик електрогідравлічного приводу. *Технічні науки в Україні: сучасні тенденції розвитку*: матеріали всеукр. наук.-техн. конф. (Київ, 20-21 лист. 2019 р.). Київ: ДУІТ, 2019. С. 69-71.

17. Батурін Є.О., Степанова О.Г., Соколов В.І. Корекція динамічних властивостей автоматичного електрогідравлічного приводу. *Майбутній науковець – 2019*: матеріали всеукр. наук. – практик. конф. з міжнар. участю (Сєверодонецьк, 12 груд. 2019 р.). Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2019. Ч. 1. С. 209-210.

18. Степанова О.Г. Математична модель силової частини електрогідравлічного приводу обертального руху з об'ємним регулюванням. *Технологія-2020*: матеріали XXIII міжнар. наук.-техн. конф. (м. Сєверодонецьк, 24-25 квіт. 2020 р.). Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2020. С. 110-111.

19. Батурін Є.О., Степанова О.Г., Соколов В.І. Поліпшення динамічних характеристик електрогідравлічного приводу технологічного обладнання. *Технологія-2020*: матеріали XXIII міжнар. наук.-техн. конф. (Сєверодонецьк, 24-25 квіт. 2020 р.). Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2020. С. 107-108.

20. Степанова О.Г. Поліпшення характеристик технологічного обладнання з електрогідравлічними приводами. *Технічні науки в Україні: сучасні тенденції розвитку*: матеріали II всеукр. наук.-техн. конф. (Ізмаїл, 19-20 лист. 2020 р.). Ізмаїл: ДФМРТ ДУІТ, 2020. С. 73-75.

21. Степанова О.Г. Удосконалення електрогідравлічних приводів технологічного обладнання. *Майбутній науковець – 2020*: матеріали всеукр. наук.-практ. конф. з міжнар. участю (Сєверодонецьк, 4 груд. 2020 р.). Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2020. С. 89-90.

***Публікації, які додатково відображають
наукові результати дисертації***

22. Sokolov V., Krol O., Stepanova O. Automatic Control System for Electrohydraulic Drive of Production Equipment. *2018 International Russian Automation Conference (RusAutoCon)*. IEEE. 2018. DOI: 10.1109/RUSAUTOCON.2018.8501609. **(Scopus)**

23. Соколов В.И., Кроль О.С., Степанова О.Г. Нелинейное моделирование электрогидравлического привода технологического оборудования. *Виртуальное моделирование, прототипирование и промышленный дизайн*: материалы V междунар. науч.-практ. конф.: в 3 т. Тамбов: издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ», 2018. Вып. 5. Т. 1. С. 661-667. **(RSCI)**

24. Соколов В.И., Кроль О.С., Степанова О.Г. Система автоматического управления гидроприводом вращательного движения технологического оборудования. *Машиностроение: сетевой электронный научный журнал*. 2018. Т. 6. № 2. С. 56-62. DOI: 10.24892/RIJE/20180208. **(RSCI)**

25. Соколов В.І., Степанова О.Г., Батурін Є.О. Дослідження динамічних характеристик електрогідравлічного приводу технологічного обладнання. *Вісн. Східноукр. націон. ун-ту ім. В. Даля*. 2019. № 1(249). С. 55-60. **(Index Copernicus)**

26. Соколов В.І., Степанова О.Г., Батурін Є.О. Корекція автоматичного електрогідравлічного приводу технологічного обладнання. *Вісн. Східноукр. націон. ун-ту ім. В. Даля*. 2020. № 4(260). С. 72-78. **(Index Copernicus)**

Патенти України на корисні моделі

27. Автоматичний гідропривід: пат. № 124412 Україна. МПК F15B 9/03, F16H 47/02, F16H 61/42 / О.Г. Степанова, М.Р. Кіхтенко, О.С. Деркач, О.В. Браславська, В.І. Соколов; заявник та власник патенту СНУ ім. В. Даля. № u201710043; заявл. 17.10.2017; опубл. 10.04.2018, Бюл. № 7.

28. Автоматичний гідропривід: пат. № 124757 Україна. МПК F15B 9/03, F16H 61/42 / О.Г. Степанова, Т.С. Гриб, М.О. Бережний, О.В. Браславська, В.І. Соколов; заявник та власник патенту СНУ ім. В. Даля. № u201710026; заявл. 17.10.2017; опубл. 25.04.2018, Бюл. № 8.

29. Автоматичний гідропривід: пат. № 124760 Україна. МПК F15B 9/03, F16H 47/02, F16H 61/42 / О.Г. Степанова, П.В. Немцов, Д.В. Грохов, О.В. Браславська, В.І. Соколов; заявник та власник патенту СНУ ім. В. Даля. № u201710042; заявл. 17.10.2017; опубл. 25.04.2018, Бюл. № 8.

30. Електрогідравлічний привід технологічного обладнання: пат. № 141855 Україна. МПК F15B 7/00 / О.Г. Степанова, Є.О. Батурін, В.І. Соколов; заявник та власник патенту СНУ ім. В. Даля. № u201911066; заявл. 11.11.2019; опубл. 27.04.2020, Бюл. № 8.

31. Електрогідравлічний привід технологічного обладнання: пат. № 141856 Україна. МПК F15B 7/00 / О.Г. Степанова, Є.О. Батурін, В.І. Соколов; заявник та власник патенту СНУ ім. В. Даля. № u201911067; заявл. 11.11.2019; опубл. 27.04.2020, Бюл. № 8.

32. Електрогідравлічний привід технологічного обладнання: пат. № 141857 Україна. МПК F15B 7/00 / О.Г. Степанова, Є.О. Батурін, В.І. Соколов.; заявник та власник патенту СНУ ім. В. Даля. № u201911068; заявл. 11.11.2019; опубл. 27.04.2020, Бюл. № 8.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ.....	19
ВСТУП.....	20
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, ЦІЛЬ ТА	
ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	28
1.1. Поліпшення характеристик машинобудівного технологічного обладнання використанням електрогідравлічного приводу.....	28
1.2. Удосконалення технологічного обладнання з електрогідравлічним приводом застосуванням систем автоматичного керування.....	33
1.3. Аналіз енергетичної ефективності способів регулювання гідравлічного приводу.....	32
1.4. Математичне моделювання робочих процесів в електрогідравлічних приводах технологічного обладнання.....	45
Висновки до розділу 1, постановка мети та задач дослідження.....	48
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ	
ПРОЦЕСІВ В ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДАХ	
ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	51
2.1. Математична модель робочих процесів в автоматичному електрогідравлічному приводі дросельного регулювання.....	51
2.2. Математична модель динамічних характеристик силової частини електрогідравлічного приводу обертального руху та об'ємного регулювання.....	58
2.3. Математична модель електрогідравлічного приводу обертального руху технологічного обладнання як об'єкту керування.....	70
Висновки до розділу 2.....	76

	17
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	77
3.1. Стенд для експериментальних досліджень.....	77
3.2. Методологія проведення експериментальних досліджень.....	83
3.3. Методика обробки дослідних даних.....	86
3.4. Аналіз результатів експериментальних досліджень, оцінка адекватності математичних моделей.....	92
Висновки до розділу 3.....	95
 РАОЗДІЛ 4. УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМИ ПРИВОДАМИ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	 98
4.1. Вибір коригуючої ланки для поліпшення якості регулювання автоматичних електрогідравлічних приводів технологічного обладнання дросельного регулювання.....	98
4.2. Синтез стохастичної оптимальної системи автоматичного керування електрогідравлічним приводом обертального руху та об'ємного регулювання.....	103
4.2.1. Функціональні вимоги до параметрів процесів та блок-схема системи автоматичного керування електрогідравлічним приводом обертального руху та об'ємного регулювання.....	103
4.2.2. Постановка задачі синтезу стохастичної оптимальної системи автоматичного керування.....	104
4.2.3. Синтез спостерігача Калмана-Бюсі та оптимального лінійного регулятора.....	109
4.3. Дослідження системи автоматичного керування електрогідравлічним приводом технологічного обладнання.....	114
Висновки до розділу 4.....	117

РАОЗДІЛ 5. ПОКРАЩАНЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ З ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМИ ПРИВОДАМИ.....	119
5.1. Удосконалення електрогідравлічних приводів технологічного обладнання.....	119
5.2. Поліпшення характеристик технологічного обладнання з електрогідравлічними приводами.....	125
5.3. Корегування динамічних характеристик автоматичних електрогідравлічних приводів дросельного регулювання.....	127
5.4. Інженерна методика проектного розрахунку автоматичного електрогідравлічного приводу обертального руху та об'ємного регулювання.....	130
Висновки до розділу 5.....	140
ВИСНОВКИ.....	142
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	145
ДОДАТКИ.....	164

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

- ДОТ – детермінований оптимальний регулятор
- ЕГП – електрогідравлічний привід
- ЕГП ТО – електрогідравлічний привід технологічного обладнання
- ККД – коефіцієнт корисної дії
- МП – механічна передача
- ОК – об’єкт керування
- ПАР – пристрій для автоматичного регулювання
- ПД – пропорційно-диференціальний
- ПД-ланка – пропорційно-диференціальна ланка
- РО – робочий орган
- РОМ – робочий об’єм гідромотора
- РОН – робочий об’єм насоса
- РРО – регульований робочий об’єм
- САК – система автоматичного керування
- СОР – стохастичний оптимальний регулятор
- ТО – технологічне обладнання
- ЧОВ – частота обертання валу

ВСТУП

Актуальність теми

Велика кількість машинобудівних підприємств держави має значний парк морально застарілого ТО (металорізальні верстати і комплекси, обладнання для пластичного формоутворення конструкцій і деталей, обладнання інструментального виробництва та ін.), зокрема, обладнання з ЕГП, яке не відповідає сучасним вимогам до експлуатаційних характеристик та потребує модернізації.

Основними експлуатаційними характеристиками, покращення яких дає значний економічний ефект, є енергоємність та продуктивність ТО. Зменшення енергоємності знижує собівартість продукції, а збільшення продуктивності підвищує економічну ефективність виробництва. Важливими експлуатаційними характеристиками обладнання машинобудівних виробництв є надійність та довговічність, а також рівень охорони праці при його експлуатації.

Зменшення енергоємності безпосередньо досягається підвищенням ККД приводів обладнання шляхом зниження потужності, що споживається. Досягти зниження споживаної потужності можливо зменшенням втрат енергії, зв'язаних з регулюванням вихідних параметрів приводу. Для цього необхідна розробка науково обґрунтованих рекомендацій та технічних рішень, що потребує теоретичних та експериментальних досліджень робочих процесів в ЕГП ТО, аналізу ефективності способів регулювання вихідних параметрів приводів.

Підвищення продуктивності суттєво залежить від скорочення операційного часу. Зменшення часу технологічних операцій можна досягти розробкою та дослідженням САК приводами ТО. Слід додати, що застосування САК

дає поліпшення динамічних характеристик ЕГП обладнання, що підвищує його надійність, довговічність та рівень охорони праці при його експлуатації. Аналіз процесів керування сучасним ТО показує, що існуючі САК використовують не повні математичні моделі для дослідження робочих процесів, в більшості не враховують шум спостереження та стохастичні збурюючі впливи, як наслідок цього неможливе його подальше удосконалення. Тому, для розробки САК потребують розвинення математичні моделі для дослідження робочих процесів, які мають місце в приводах і враховують технічні особливості ТО.

На підставі вищевикладеного актуальною є задача покращення експлуатаційних характеристик ТО удосконаленням ЕГП, що дозволить зменшити енергоємність та збільшити продуктивність обладнання.

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

Дослідження, результати і висновки яких викладені в дисертаційній роботі, проводилися в СНУ ім. В. Даля відповідно до державних та галузевих програм і планів проведення науково-дослідних робіт. Також, дисертація виконувалася у рамках завдань досліджень держбюджетних тем кафедри машинобудування та прикладної механіки СНУ ім. В. Даля «Підвищення ефективності верстатних систем та спеціального ТО для механічної обробки деталей методами різання та пластичного деформування» (2017-2019 рр.), «Оптимізація верстатних систем, удосконалення автоматичних приводів ТО, підвищення ефективності віброобробки та технологій матеріалообробки в машинобудуванні» (2020 р.), у ході виконання яких здобувачка була відповідальним виконавцем окремих етапів робіт.

Мета і задачі дослідження

Метою роботи є покращення експлуатаційних характеристик технологічного обладнання шляхом удосконалення електрогідравлічних приводів, що забезпечує зменшення енергоємності та збільшення продуктивності обладнання.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі:

- удосконалення математичних моделей для дослідження робочих процесів в ЕГП ТО, побудова моделей динамічних характеристик приводів обладнання для розробки і дослідження САК.
- розробка експериментального стенду для дослідження статичних і динамічних характеристик гідроприводу, оцінки його енергетичної ефективності при регулюванні швидкості вихідної ланки, перевірка адекватності удосконалених математичних моделей ЕГП;
- вибір коригуючої ланки для поліпшення якості регулювання автоматичних ЕГП ТО;
- розробка та дослідження САК ЕГП обертального руху, яка враховує стохастичні збурюючі впливи та шум спостереження;
- розробка технічних рішень та надання рекомендацій для удосконалення ЕГП ТО;
- розробка інженерної методики проектного розрахунку автоматичного ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання.

Об'єкт дослідження – робочі процеси в ЕГП ТО.

Предмет досліджень – експлуатаційні характеристики ТО з ЕГП.

Методи дослідження

Методологічні основи виконаних автором досліджень базуються на системному підході до моделювання та визначення статичних і динамічних характеристик ЕГП ТО. При побудові математичних моделей для дослідження робочих процесів в ЕГП використано класичні рівняння теоретичної механіки, електро- і гідромеханіки. В деяких випадках застосовано наближені формули та емпіричні залежності, що припустимо для моделювання таких складних систем, якими являються ЕГП ТО.

Для корегування динамічних характеристик ЕГП, розробки та дослідження САК використаний апарат математичного моделювання технічних систем, теорії автоматичного керування, підходи математичної статистики і засади теорії ймовірностей, а також експериментальні методи досліджень (при уточненні та підтвердженні адекватності удосконалених математичних моделей на дослідних установках). Для проведення чисельних розрахунків застосовано пакет програм MATLAB та його підсистему SIMULINK.

Достовірність і обґрунтованість результатів і висновків підтверджено коректним застосуванням математичного апарату, значною кількістю дослідних даних в наближених до реальних умов роботи обладнання; використанням сучасних засобів вимірювань при експериментальних дослідженнях; методів експериментального підтвердження адекватності моделей і методик розрахунків ЕГП ТО.

Наукова новизна отриманих результатів

1. Удосконалено математичну модель автоматичного ЕГП дросельного регулювання використанням технічних даних базових пристроїв, що забезпечує уточнення розрахунків характеристик приводу.

2. Дістала подальшого розвитку математична модель ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання урахуванням динамічних властивостей електродвигуна підсилювача, на підставі чого побудовано математичну модель приводу обладнання як ОК, що взята за основу для розробки САК.

3. Набули подальшого розвитку методологічні засади корекції автоматичних ЕГП дросельного регулювання на основі застосування у ланцюгу електромеханічного перетворювача реальної ПД-ланки, що дозволяє підвищити швидкодію приводу та знизити його швидкісну погіршеність.

4. Вперше запропоновано САК ЕГП обертального руху, яка враховує стохастичні збурюючі впливи та шум спостереження, що забезпечує покращення експлуатаційних характеристик ТО.

Практичне значення результатів дослідження

1. Розроблено технічні рішення, на які отримано патенти України, що покращують експлуатаційні характеристики ТО з ЕГП. Показана можливість зменшення енергоємності обладнання з приводом обертального руху підвищенням ККД приводу понад 20% за рахунок зниження втрат споживаної потужності, які пов'язані з процесом регулювання витрати, що надходить до гідромотора.

2. Використання запропонованої САК поліпшує динамічні характеристики приводів, розширює функціональні можливості й підвищує продуктивність ТО. Застосування САК в координато-свердлильних верстатах з гідروприводом головного руху дає можливість знизити коливальність системи більш ніж на 14%, а в обладнанні для пластичного формоутворення конструкцій і деталей розширити номенклатуру виробів та скоротити операційний час до 16%.

3. Застосування реальної ПД-ланки у ланцюгу електромеханічного перетворювача автоматичного ЕГП дросельного регулювання дозволяє ефективно корегувати динамічні характеристики приводу, зокрема, характер і тривалість перехідного процесу. Вибір оптимальних параметрів налаштувань коригуючої ланки підвищує швидкодію слідкуючого приводу спеціального пресового обладнання до 7 разів, що суттєво знижує швидкісну погрішність.

4. Розроблено інженерну методику проектного розрахунку автоматичного ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання, яка дозволяє по значенням максимального моменту навантаження та частоти обертання гідромотора виконувати оцінку основних параметрів та вибір елементів і пристроїв приводу, а також прогноз статичних й динамічних характеристик.

Основні результати дисертації використано та впроваджено в науково-виробничих підприємствах при модернізації ТО, у навчальному процесі СНУ ім. В. Даля.

Особистий внесок здобувача

Основні наукові положення роботи отримано здобувачкою самостійно. Наукові публікації щодо експериментальних досліджень характеристик гідроприводу [126-128], розробки математичної моделі для дослідження робочих процесів в силовій частині ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання [129, 130], основних напрямків удосконалення ЕГП і покращення експлуатаційних характеристик ТО [131, 135] підготовлені без співавторів.

У роботах, що відображають основні результати дисертації та опубліковані у співавторстві, конкретним внеском здобувача є: використання технічних даних базових пристроїв для удосконалення математичної моделі приводу [115, 181]; урахування динамічних властивостей електрогідравлічного підсилювача в математичній моделі силовій частини ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання [118, 179]; математична модель ЕГП ТО як ОК [9, 10, 180]; корекція якості регулювання автоматичних ЕГП застосуванням реальної ПД-ланки у ланцюгу електромеханічного перетворювача [7, 8, 119, 178]; розробка структурної схеми та результати дослідження САК ЕГП обертального руху, яка враховує стохастичні збурюючі впливи та шум спостереження [120, 124, 125, 132-134]; оцінка основних параметрів та вибір елементів і пристроїв в автоматичному ЕГП обертального руху [117, 177]; розташування в приводі ПАР ЧОВ двигуна насоса [2, 30]; розташування в приводі СОР [3, 29]; застосування в приводі двох контурів керування рухом РО [1, 31].

Апробація результатів роботи

Представлені результати досліджень повідомлені, обговорені й схвалені на міжнародній науково-технічній конференції «Технологія – 2017» (м. Сєверодонецьк, 2017 р.); II Всеукраїнській інтернет-конференції «Технічні науки в Україні: погляд у майбутнє» (м. Сєверодонецьк, 2017 р.); на всеукраїнській науково-технічній конференції «Майбутній науковець – 2017» (м. Сє-

веродонецьк, 2017 р.); міжнародній науково-технічній конференції «Технологія – 2018» (м. Сєверодонецьк, 2018 р.); III Всеукраїнській інтернет-конференції «Технічні науки в Україні: погляд у майбутнє» (м. Київ, 2018 р.); V International Scientific and Practical Conference «Virtual Simulation, Prototyping and Industrial Design – 2018» (м. Тамбов, 2018 р.); 2018 International Russian Automation Conference (RusAutoCon) (м. Сочі, 2018 р.); міжнародній науково-технічній конференції «Технологія – 2019» (м. Сєверодонецьк, 2019 р.); 2nd International Conference on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange (DSMIE-2019) (м. Луцьк, 2019); Всеукраїнській науково-технічній інтернет конференції «Технічні науки в Україні: сучасні тенденції розвитку» (м. Київ, 2019 р.); на всеукраїнській науково-технічній конференції з міжнародною участю «Майбутній науковець – 2019» (м. Сєверодонецьк, 2019 р.); міжнародній науково-технічній конференції «Технологія – 2020» (м. Сєверодонецьк, 2020 р.); всеукраїнській науково-технічній конференції з міжнародною участю «Майбутній науковець – 2020» (м. Сєверодонецьк, 2020 р.); II Всеукраїнській науково-технічній інтернет конференції «Технічні науки в Україні: сучасні тенденції розвитку» (м. Ізмаїл, 2020 р.); наукових семінарах СНУ ім. В. Даля (2018–2020 рр.).

У повному обсязі дисертаційна робота доповідалася і схвалена на розширеному засіданні кафедри машинобудування та прикладної механіки СНУ ім. В. Даля (2021 р.).

Публікації

За результатами дисертації опубліковано 32 наукові праці, з яких 5 статей в наукових фахових виданнях України та 7 публікацій в фахових виданнях іноземних держав (в т. ч. 4 у виданнях, що обліковуються наукометричними базами Web of Science та Scopus), отримано 6 патентів України на рисну модель.

Структура і обсяг дисертації

Дисертація складається з анотації, вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг дисертації 181 сторінок, з яких 144 сторінки основного тексту, робота має 44 рисунки, 2 таблиці, додатки на 18 сторінках та список використаних джерел з 186 найменувань на 19 сторінках.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Поліпшення характеристик машинобудівного ТО використанням ЕГП

Широке застосування в машинобудівному ТО знайшов об'ємний гідравлічний привід [13, 20, 44, 52, 55, 137, 139] з електричними, електронними та мікропроцесорними система керування [14, 17, 151-154, 169, 184]. До основних переваг ЕГП перед електромеханічними системами та електроприводами відносять [15, 19, 35, 62, 79, 96, 106, 144]:

- простоту та надійність запобіжних пристроїв гідроприводів, що захищають обладнання від перевантажень та знижують аварійність;

- в гідроприводі не існує проблем перетворення обертального руху в зворотно-поступальний, знижується кількість редукторів та істотно скорочується довжина трансмісій;

- підвищення показників ремонтпридатності; організація ремонту за агрегатним та вузловим принципом; забезпечується легкий доступ для технічного обслуговування, а самі гідравлічні апарати просто замінюються завдяки малій ваги та габаритам;

- високий рівень уніфікації гідроапаратів та елементів приводу, тоді як при електромеханічному приводі багато різноманітного та нестандартного обладнання;

- компактність і простота установки гідроагрегатів на корпусах ТО, простота розміщення обладнання приводу;

- висока точність позиціонування механізмів з гідравлічним керуванням, можливість реалізації складних законів руху, безступінчастість та широкий діапазон регулювання; можливість роботи в режимах при частих включеннях, зупинках, реверсах;

- малі моменти інерції гідромоторів та гідроциліндрів приводу; питома маса об'ємних гідромашин становить 0,5 ... 1,8 *кг/кВт*, а пристроїв електро-механічного приводу 4,5 ... 12,5 *кг/кВт*; висока швидкодія, на порядок перевершує електромеханічний привід; на гідромотори доводиться не більше 5% моменту інерції механізму, що приводиться ними, а для гідроциліндрів ще менше, тому час їх розгону та гальмування не перевищує зазвичай декількох сотих чи десятих часток секунди;

- суттєве зменшення тривалості перехідних процесів при різкому зниженні технологічних навантажень;

- відсутність обмежень в досягненні технологічних зусиль та моментів;

- високий коефіцієнт посилення потужності при малому числі каскадів підсилення;

- жорсткість механічної характеристики, що забезпечує стабілізацію швидкісного режиму агрегатів при значних змінах технологічних навантажень.

При цьому, слід враховувати наступні основні недоліки гідроприводів [49, 83, 145]:

- посилення правил пожежної безпеки при використанні мінерального масла в якості робочої рідини в умовах промислового виробництва;

- організація постійного контролю герметичності гідросистем;

- підвищення вимог до точності виготовлення обладнання з гідравлічним керуванням;

Розглянемо приклади застосування ЕГП в машинобудівному ТО, зокрема, в обладнанні для механічної обробки матеріалів.

На рис. 1.1 показаний загальний вигляд координато-свердлильного верстата 2А-135, а на рис. 1.2 його принципова гідравлічна схема, в якій присутні контур руху - подачі інструменту (свердла) та контур головного руху - його обертання [112, 141].

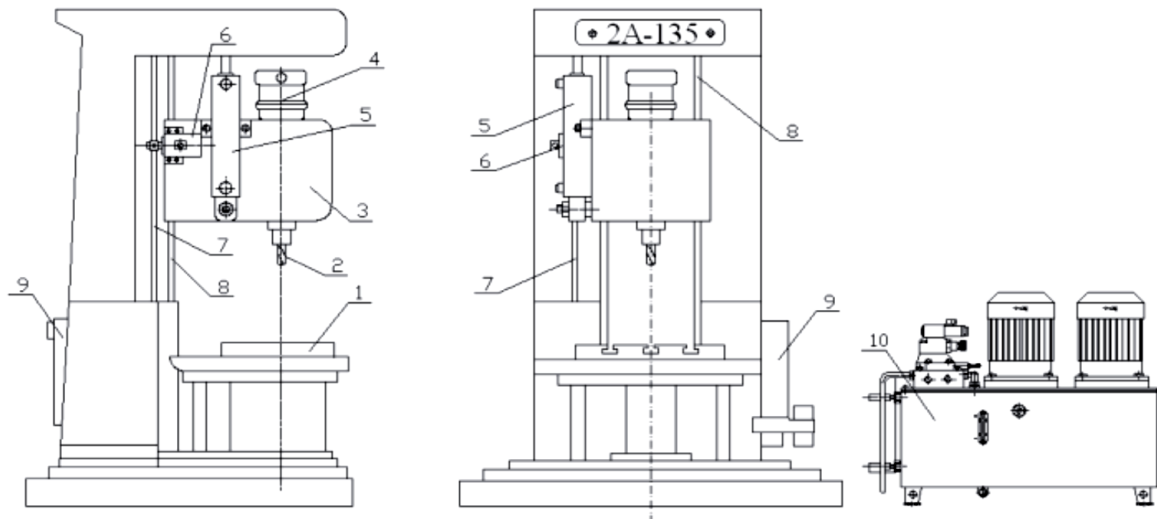


Рис. 1.1. Загальний вигляд координато-свердлильного верстата 2А-135:

- 1 - координатний стіл; 2 - свердлильна головка; 3 - піноль;
- 4 - гідромотор ГМ головного руху; 5 - гідроциліндр ГЦ руху подачі;
- 6 - гідравлічний датчик; 7 - зубчаста рейка; 8 - направляючі;
- 9 - блок керування; 10 - насосна установка

При запуску включається електромагніт YA3 розподільника P2, YA1 розподільника P1 і YA5 розподільника P3, насос подає рідину в порожнину гідроциліндра (ГЦ) та гідромотора (ГМ), відбувається швидке підведення механізму подачі свердла. Система керування, що побудована на основі запрограмованого логічного контролера (ПЛК) і мехатронного вимірювального модуля, відстежує переміщення ГЦ та при проходженні «координати уповільнення» відключає електромагніт YA5 розподільника P3. При цьому забезпечується зниження швидкості приводу подачі свердла до робочої подачі. Одночасно включається електромагніт YA1 розподільника P1, що включає

привід обертання інструменту. Якщо в процесі різання крутний момент на свердлі збільшується, зменшується частота обертання свердла, в перший момент при збереженні подачі інструменту зростає його оборотна подача. В наступний момент збільшується тиск в напірній лінії ГМ, що формує керуючий сигнал на клапан тиску. Зміщуючись, золотник клапана зменшує його проточну частину, швидкість переміщення гідроциліндра зменшується, при цьому зберігається величина оборотної подачі та якість обробки отворів. Для зупинки включається електромагніт YA4 розподільника P2 та електромагніт YA2 розподільника P1, перекривається злив ГЦ і він зупиняється. За командою ПЛК включаються електромагніти YA2 та YA5 розподільників P2 і P3, ГЦ повертається у вхідне положення.

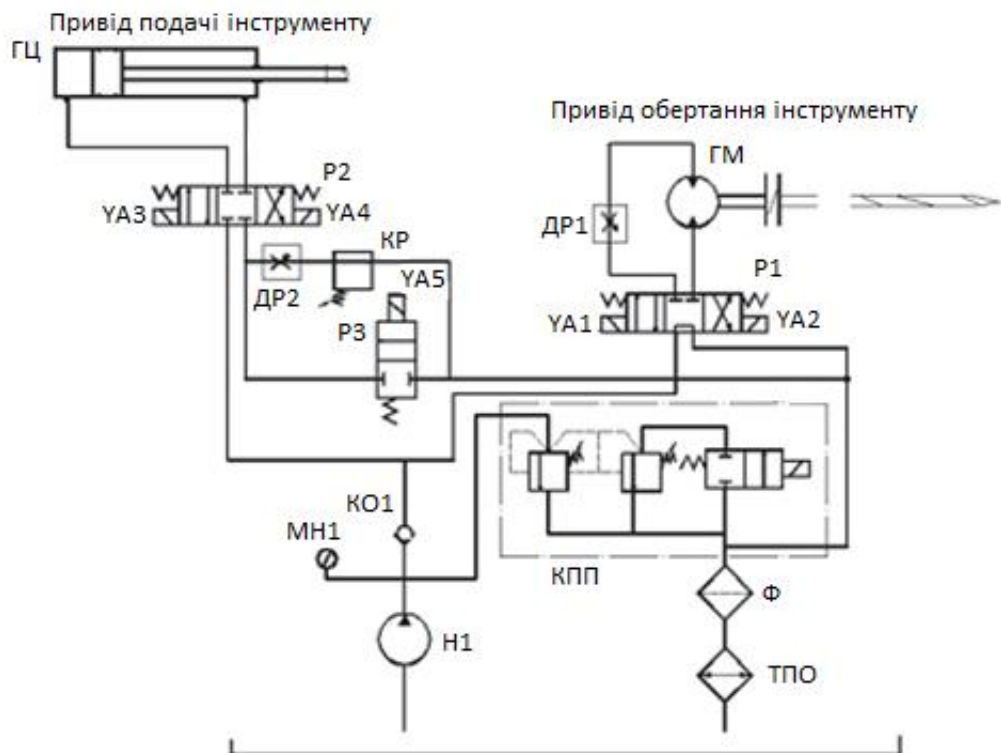


Рис. 1.2. Принципова гідравлічна схема верстата 2А-135:

Н – насос; ГМ – гідромотор; ГЦ – гідроциліндр; КР – клапан регульований;
 ДР1, ДР2 – дроселі; P1, P2, P3 – розподільники; КП – запобіжний клапан;
 Ф – фільтр; ТПО – теплообмінник; Б – бак

Головний рух - обертання інструменту. Серед параметрів режимів різання найбільший вплив на якість обробки надає величина оборотної подачі інструменту, тому якість обробки отвору визначається стабільністю її величини. Це досягається за рахунок того, що при зменшенні швидкості обертання інструменту синхронно зменшується швидкість його подачі, що забезпечується гідравлічною схемою приводу верстата.

Широке застосування ЕГП набуло в ТО для пластичного формоутворення конструкцій і деталей [22, 62, 74]. На рис. 1.3 показана гідравлічна схема приводу спеціального ТО [21], де позначені: 1 – робочий орган; 2 – гідромотор; 3 – гідромеханічна передача, яка з'єднує гідромотор 2 з робочим органом 1; 4 – гідроапаратура; 5 – регульований насос та 6 – пристрій регулювання робочого об'єму насоса. При подачі на вхід пристрою 6 напруги U для зміни робочого об'єму насоса 5 встановлюється відповідне значення витрати, що надходить до гідромотора 2, здійснюється обертання його валу. Обертання валу гідромотора 2 через механічну передачу 3 приводить до переміщення робочого органу 1. Змінюючи керуючу напругу U , можна керувати переміщенням робочого органу 1.

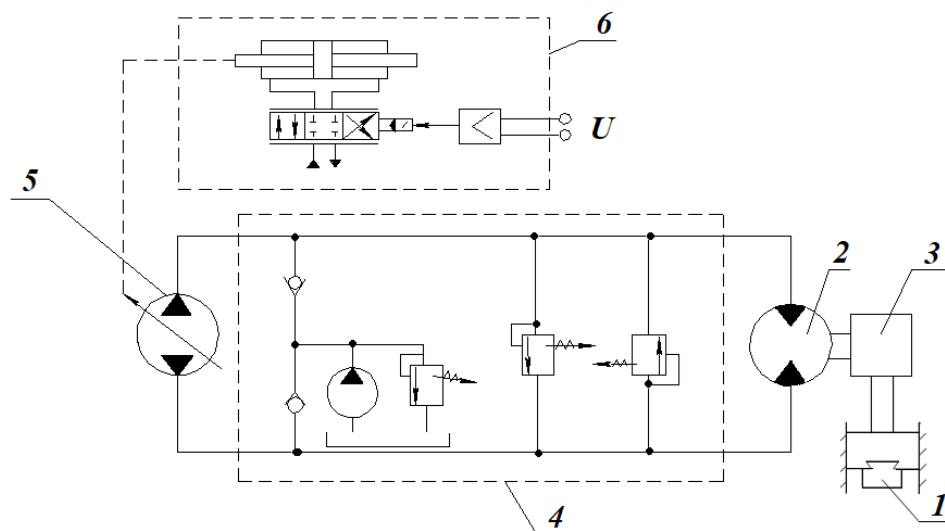


Рис. 1.3. Гідравлічна схема спеціального ТО

Проблематика покращення експлуатаційних характеристик ТО з ЕПП достатньо широко висвітлена в роботах Бочарова Ю.А. [13], Ковальова В.Д. [46, 47, 153, 154], Кроля О.С. [58, 156, 168], Лещенка В.А. [65], Свешнікова В.К. [40, 109, 110], Соколова В.І. [49, 173], Форенталю В.І. [186] та ін.

Слід відзначити, що однією з основних експлуатаційних характеристик, покращення якої дає значний економічний ефект, є енергоємність ТО. Аналіз вищезазначених робіт показує, що зменшення енергоємності безпосередньо досягається підвищенням ККД приводів обладнання шляхом зниження потужності, що споживається. Зниження споживаної потужності можливо зменшенням втрат енергії, зв'язаних з процесом регулювання вихідних параметрів приводу. Для цього необхідна розробка науково обґрунтованих рекомендацій та технічних рішень, що потребує теоретичних та експериментальних досліджень ЕПП ТО, аналізу ефективності способів регулювання вихідних параметрів приводів.

1.2. Удосконалення ТО з ЕПП застосуванням САК

Певним важелем для покращення експлуатаційних характеристик ТО з ЕПП є розробка та дослідження САК приводами. Впровадження САК сприяє досягненню довільної кінематики вихідних ланок, можливості програмної реалізації потрібних оптимальних законів їх руху, що приводить до збільшення продуктивності ТО [6, 16, 28, 42, 46, 77]. Слід додати, що застосування САК дає поліпшення динамічних характеристик ТО, що підвищує його надійність, довговічність та стан охорони праці при його експлуатації [43, 47, 66, 89].

Питання динаміки та регулювання ЕПП ТО, розробки та дослідження САК приводами обладнання представлена в роботах Навроцького К.Л. [81], Петракова Ю.В. [88-90], Попова Д.М. [91-95], Поркуян О.В. [158], Соколова В.І. [122, 174-176], Струтинського В.Б. [136], Таванюк Т.Я. [114, 116, 138], Чупракова М.С. [145, 146] та ін.

В дисертаційній роботі Таванюк Т.Я. [138] розроблена та досліджена САК спеціальним пресовим обладнанням з ЕГП, яка дозволила збільшити продуктивність та поліпшити динамічні характеристики ТО. В якості прикладу такого обладнання на рис. 1.4. показана схема вібраційного доводчого пресу ГДП-16 із САК, основними елементами якого є: ГЦ – гідроциліндр, ДЗЗ – датчик зворотного зв'язку, ПК – пристрій керування, ЕБ – електронний блок, ЕМП – електромеханічний перетворювач, ДГР – дроселюючий гідророзподільник. Особливістю розробленої САК є врахування стохастичних збурюючих впливів та шуму спостереження.

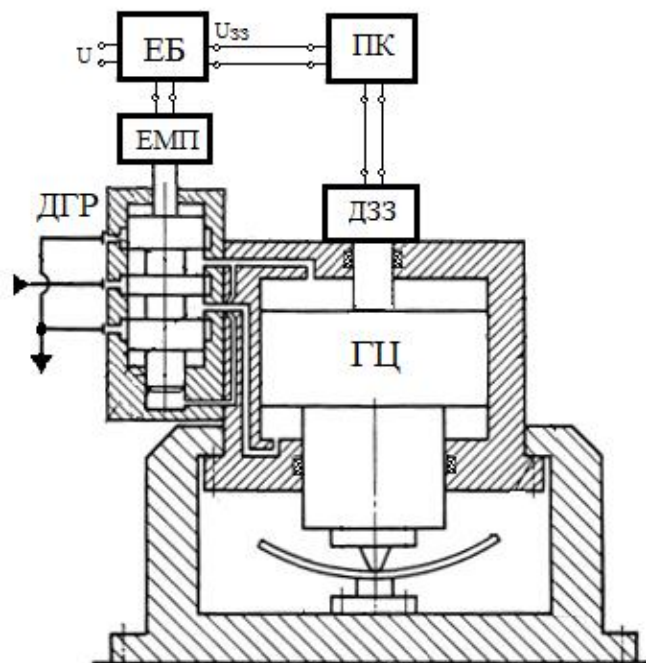


Рис. 1.4. Схема вібраційного доводчого пресу ГДП-16

Відзначимо різноманітне застосування САК в приводах ТО з обертальним рухом [65, 91, 109]. Певні труднощі в ЕГП обертального руху пов'язані із забезпеченням плавності руху на малих частотах обертання (1 об/хв і менше), забезпеченням стійкості та швидкодії при високих інерційних навантаженнях від робочого органу (переважаючих в 50-100 разів момент інерції гідромотора) та забезпеченням передачі без зазорів між валом гідромотора

та виконавчим механізмом. Перераховані труднощі долаються застосуванням електрогідравлічних слідкуючих приводів із зворотними зв'язками за швидкістю та положенням, що побудовані на основі швидкодіючих електрогідравлічних перетворювачів та гідромоторів [82, 104, 146, 148].

На рис. 1.5 показана схема та загальний вид гідроприводу координатофрезерного верстата моделі ФП-14МЛ [65, 111]. Привід складається з гідромотора 1 типу ГМ-80, електрогідравлічного перетворювача 2 типу ПЕГ-ПМ, клапанної коробки 3, яка служить для запобігання приводу від перевантажень та з'єднання електрогідравлічного перетворювача з гідромотором. Запобігання необхідно при короткочасних збільшеннях тисків від значних інерційних навантажень при швидких зупинках на робочих та особливо холостих рухах. На клапанній коробці 3 знизу встановлений дросель 4, що сполучає порожнини гідромотора та встановлює певний рівень перетоків. Тахогенератор 5 (типорозмір ТД-103), який з'єднаний за допомогою спеціальної сільфонної муфти з валом гідромотора, встановлюється в стакан 6, закріплений на задній кришці гідромотора. Горизонтальне розташування перетворювача дозволяє зменшити габаритні розміри приводу, забезпечує зручність монтажу приєднаних трубопроводів та додаткової гідравлічної апаратури.

Гідравлічна схема більш повного комплектного ЕПП обертального руху та його загальний вигляд, виконаного розробках як у вітчизняних, так і зарубіжних фірм «Indramat» (Німеччина), «Moog» (США), «Dowty» (Англія) та ін. [49, 65], показана на рис. 1.6.

Розробка та дослідження САК приводами ТО дозволяє зменшити час технологічних операцій [76, 80, 140]. В свою чергу, зменшення операційного часу підвищує продуктивність обладнання, одну із основних експлуатаційних характеристик, покращення якої дає економічний ефект [35, 105, 143, 150].

Аналіз процесів керування сучасним ТО показує, що існуючі САК використовують не повні математичні моделі для дослідження робочих процесів, в більшості не враховують шум спостереження та стохастичні збурюючі

впливи, як наслідок цього неможливе його подальше удосконалювання. Тому, для розробки САК потребують розвинення математичні моделі для дослідження робочих процесів, які мають місце в приводах і враховують технічні особливості ТО.

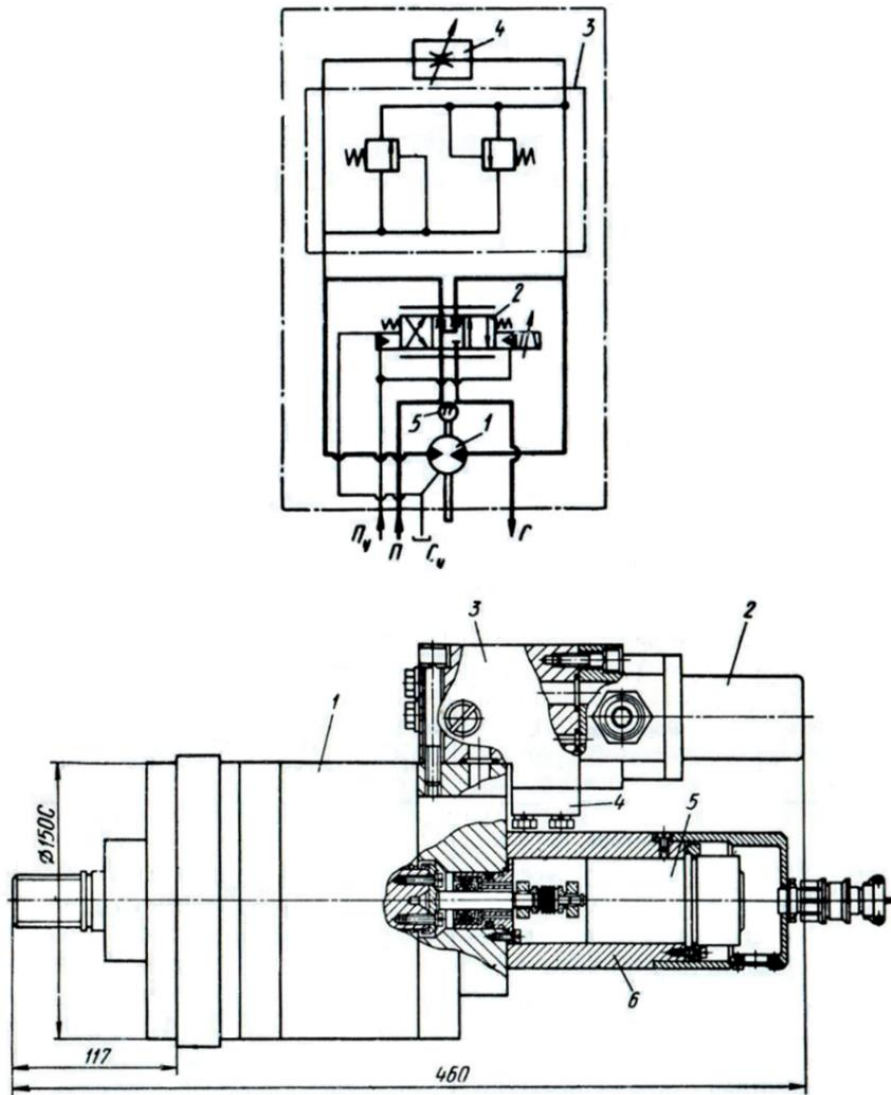


Рис. 1.5. Гідравлічна схема та загальний вид приводу координато-фрезерного верстата моделі ФП-14МЛ:

- 1 – гідромотор типу ГМ 80; 2 – електрогідравлічний перетворювач типу ПЕГ-ПМ; 3 – клапанна коробка; 4 – дросель;
5 – тахогенератор типорозміру ТД-103; 6 – стакан

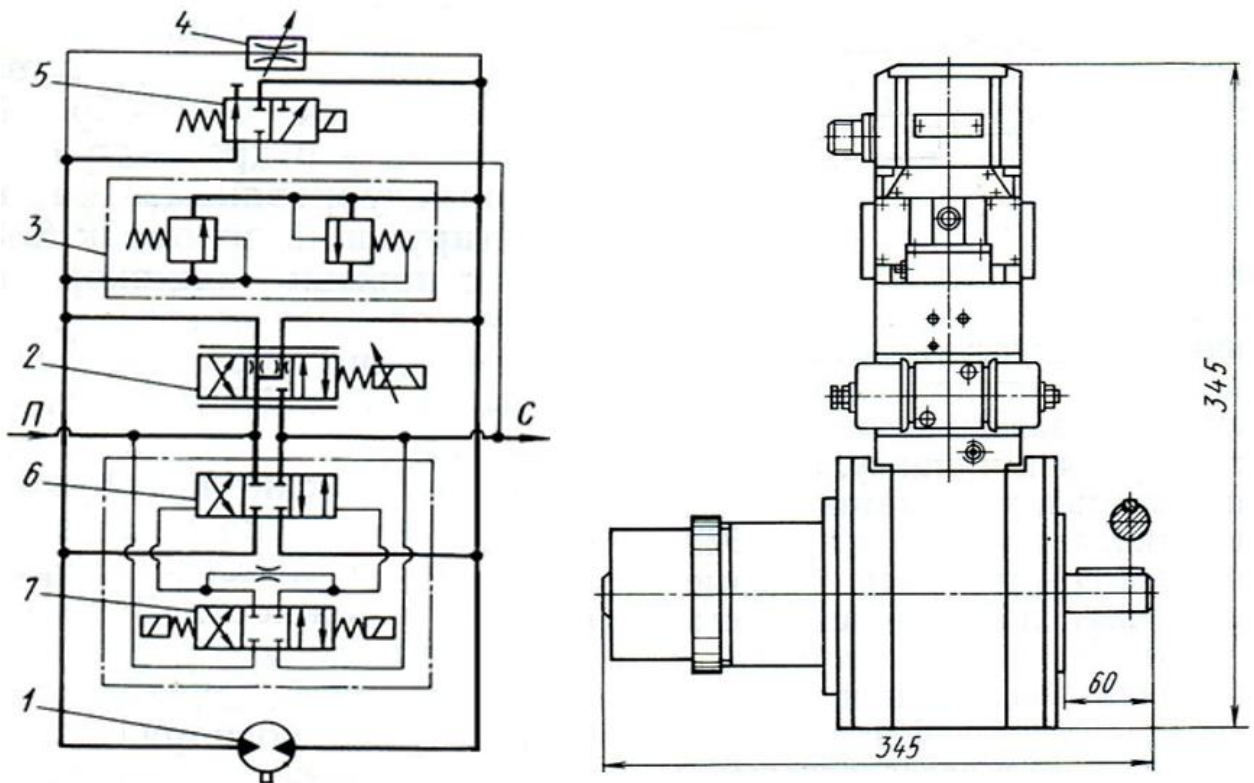


Рис. 1.6. Комплектний гідропривід обертального руху:

1 – гідромотор; 2 – електрогідрравлічний перетворювач; 3 – блок запобіжних клапанів; 4 – дросель; 5 – шунтуючий золотник; 6 – золотник прискорених ходів; 7 – керуючий золотник; П – живлення; З – злив

1.3. Аналіз енергетичної ефективності способів регулювання гідравлічного приводу

В п. 1.1 було відзначено, що зменшення енергоємності безпосередньо досягається підвищенням ККД приводів обладнання шляхом зниження потужності, що споживається. Зниження споживаної потужності можливо за рахунок зменшення втрат енергії, зв'язаних з регулюванням вихідних параметрів приводу. Для цього проведемо аналіз енергетичної ефективності способів регулювання вихідної ланки приводу.

Регулювання гідравлічного приводу об'ємним способом може бути здійснено використанням регульованого насоса, регульованого двигуна, або обох регульованих машин [24, 49]. З точки зору функціональності роботи приводу схеми практично ідентичні. Для ідеального приводу (відсутність витоків, втрат тиску, нестислива рідина, ККД машин однакові та рівні 1), зв'язок між подачами насоса та гідромотора

$$Q_{но} = Q_{мо}; q_n n_n = q_m n_m; \bar{n} = \frac{n_m}{n_n}; \varphi = \frac{q_m}{q_n}; \bar{n} = \psi; \quad (1.1)$$

привідна потужність насоса та потужність на валу гідромотора

$$N_{но} = q_n n_n p_n; N_{мо} = q_m n_m p_m; p_n = p_m = p_o; N_n = N_m, \quad (1.2)$$

де q_n, q_m – робочі об'єми насоса і мотора;

n_n, n_m – частота обертання насоса і мотора;

p – тиск рідини на виході насоса та вході в мотор;

\bar{n} – відносна частота обертання мотора;

ψ – параметр регулювання.

Звідси приходимо до висновку, що при об'ємному способі регулювання швидкості для ідеального приводу втрати, що пов'язані з процесом регулювання, відсутні, тобто цей спосіб є найбільш економічним. З огляду на цю обставину, розглянемо характеристики реального гідравлічного приводу.

Рівняння нерозривності для нагнітальної лінії приводу

$$Q_{но} = Q_{мо}; q_n n_n \eta_{он} = q_m n_m / \eta_{ом}; n_m = \frac{q_n}{q_m} \eta_{он} \eta_{ом} n_n, \quad (1.3)$$

де Q – витрата на виході насоса та вході в мотор;

η_o – об'ємний ККД насоса і гідромотора.

Теоретичні дослідження і результати дослідів з машинами різних типів показують [81, 145], що витoki робочої рідини в об'ємних гідромашинах (насосах і моторах) практично лінійно залежать від перепаду тиску. Це пояснюється малою величиною зазорів між частинами, що рухаються, досить високою в'язкістю робочої рідини, що забезпечує ламінарний режим течії в них. Тому

$$\eta_{он} = 1 - \frac{k_n p_n}{n_n q_n}; \quad \eta_{ом} = 1 - \frac{k_m p_m}{n_m q_m}, \quad (1.4)$$

де k_n , і k_m – коефіцієнти, що характеризують ступінь досконалості конструкції та можуть бути знайдені для кожної конкретної машини;

$$\eta_{он}\eta_{ом} = \left(1 - \frac{k_n p_n}{n_n q_n}\right) \left(1 - \frac{k_m p_m}{n_m q_m}\right) = 1 - \left(\frac{k_n p_n}{n_n q_n} + \frac{k_m p_m}{n_m q_m}\right) + \frac{k_n k_m p_n p_m}{n_n n_m q_n q_m}. \quad (1.5)$$

Враховуючи малу величину останнього члена правій частині (1.5) маємо

$$\eta_{он}\eta_{ом} = 1 - \left(\frac{k_n p_n}{n_n q_n} + \frac{k_m p_m}{n_m q_m}\right). \quad (1.6)$$

Регулююча характеристика

$$n_m = \frac{q_n}{q_m} \left(1 - \left(\frac{k_n p_n}{n_n q_n} + \frac{k_m p_m}{n_m q_m}\right)\right) n_n. \quad (1.7)$$

В об'ємних гідравлічних приводах машинобудівного ТО зазвичай насос і гідромотор – машини одного типу. Тому, можна прийняти $k_m \cong k_n = k$ та зневажити гідравлічними втратами в лінії нагнітання ($p_n \cong p_m = p$), тоді

$$n_m = \frac{q_n}{q_m} \left(1 - kp \left(\frac{1}{n_n q_n} + \frac{1}{n_m q_m} \right) \right). \quad (1.8)$$

Тиск p_m на вході в гідромотор

$$p_m = \frac{M_m}{2\pi q_m} \quad (1.9)$$

визначається характером навантаження, тобто залежністю моменту M від частоти обертання. Для машинобудівного обладнання [51, 85, 87]

$$M_m = e n_m^2, \quad (1.10)$$

де e – постійний коефіцієнт.

Підставляємо (1.9, 1.10) у (1.8), звідки

$$n_m = \frac{q_n}{q_m} \left(1 - k \frac{e n_m^2}{2\pi q_m} \left(\frac{1}{n_n q_n} + \frac{1}{n_m q_m} \right) \right). \quad (1.11)$$

Економічність роботи приводу оцінимо коефіцієнтом корисної дії

$$\eta = \frac{N_n}{N_m}, \quad (1.12)$$

де привідна потужність насоса та вихідна потужність гідромотора

$$N_n = q_n n_n p_n / \eta_{он} \eta_{гн} \eta_{мн}; \quad N_m = q_m n_m p_m \eta_{ом} \eta_{гм} \eta_{мм}, \quad (1.13)$$

де η_g – гідравлічний ККД насоса і гідромотора;

η_m – механічний ККД насоса і гідромотора.

Тоді

$$\eta = \frac{q_m n_m P_m}{q_n n_n P_n} (\eta_{он} \eta_{ом}) (\eta_{zn} \eta_{zm}) (\eta_{mn} \eta_{mm}). \quad (1.14)$$

Зв'язок між тисками на виході насоса p_n та вході в гідромотор p_m може бути виражений на підставі рівнянням Бернуллі

$$p_n = p_m + \Delta p_{вт} \cong p_m + \zeta Q_n^2 \cong p_m + \zeta (q_n n_n)^2, \quad (1.15)$$

де ζ – коефіцієнт, що враховує гідравлічний опір нагнітаючого трубопроводу, який залежить від місцевих втрат та втрат на тертя [32, 48, 121].

Якщо насос і гідромотор - машини одного типу, то їх гідравлічний та механічний ККД для оціночного розрахунку можна приблизно вважати однаковими. Крім того, зневажимо залежністю механічного ККД від частоти обертання, тоді

$$\eta = \frac{q_m n_m P_m}{q_n n_n P_n} \eta_z^2 \eta_m^2 (\eta_{он} \eta_{ом}). \quad (1.16)$$

Враховуючи залежності (1.1, 1.6, 1.11, 1.15), визначимо втрати енергії в системі гідроприводу

$$\eta = \varphi n \frac{en^{-2}}{en^{-2} + 2\pi\zeta q_n^2 q_m} \left(1 - \frac{ken_m}{2\pi q_m^2} (n\varphi + 1) \right), \quad (1.17)$$

або

$$\eta = \varphi n \frac{en^{-2}}{en^{-2} + b} \left(1 - a(n\varphi + 1) \right), \quad (1.18)$$

де

$$b = 2\pi\zeta q_n^2 q_m; \quad a = \frac{ken_m}{2\pi q_m^2}. \quad (1.19)$$

Відзначимо, що втрати енергії, що пов'язані безпосередньо з процесом регулювання при об'ємному способі, відсутні, а система рівнянь (1.6, 1.15, 1.16) визначає енергетичну ефективність реального приводу з урахуванням всіх видів втрат. Найбільш типовою схемою при цьому є: регульований насос, що працює при постійній частоті обертання ($q_n = var, n_n = var$), і нерегульований мотор ($q_n = const, n_n = const$).

Для аналізу ефективності дросельного способу регулювання скористуємося схемою гідроприводу ТО з об'ємними гідромашинами постійної продуктивності. Схема такого приводу представлена на рис. 1.7. Тут об'ємний насос H з'єднаний безпосередньо з валом двигуна, на валу гідромотора M встановлено навантажувальний пристрій. Запобіжний клапан $KЗ$ захищає систему від перевантаження, на схемі показані манометри $MН1$ і $MН2$. Два регулюючих дроселя $ДР1$ і $ДР2$ встановлені паралельно і послідовно з гідромотором. Ці дроселі імітують регулятори швидкості його обертання та дозволяють досліджувати відповідно дві схеми регулювання - з послідовною і паралельною установкою дроселів.

При порівнянні ефективності різних схем передбачалося, що втрати в гідравлічних лініях зневажено малі, а гідромотор і насос - ідеальні. Крім того, в розрахунковому режимі роботи гідроприводу витрата насоса і мотора однакова.

Зв'язок між кутовою швидкістю гідромотора і його моментом (момент навантаження) [49, 51, 78]

$$M_{\epsilon} = M_0 + an^k \cong an^k, \quad (1.20)$$

де M_0 – момент тертя в підшипниках, який достатньо малий у порівнянні з корисним навантаженням;

k – показник, що характеризує тип навантаження (зазвичай для ТО приймають $k=2$).

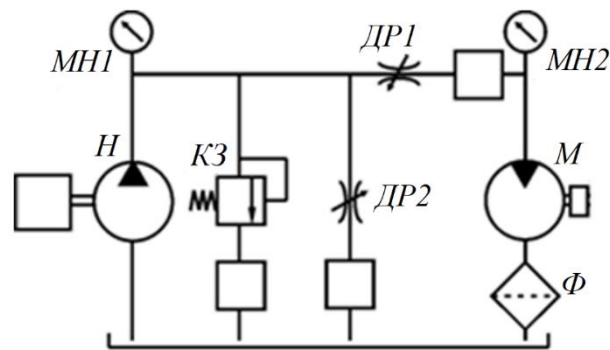


Рис. 1.7. Схема гідроприводу.

Відносна потужність, споживана гідродвигуном (віднесена до потужності на розрахунковому режимі),

$$\bar{N}_e = \frac{N_e}{N_0} = \frac{nM_e}{n_0M_{e0}} = \bar{n}^{-k+1}, \quad (1.21)$$

де $\bar{n} = n/n_0$ – відносна кутова швидкість валу гідравлічного мотора.

Для схеми з регулятором, встановленим послідовно гідродвигуну (схема з ДР1), тиск перед запобіжним клапаном постійний та визначається його налаштуванням, тому потужність, споживана приводом, також постійна. В цьому випадку відносні втрати потужності

$$\bar{N}_n = 1 - \bar{n}^{(k+1)}. \quad (1.22)$$

Коли регулятор встановлений паралельно гідромотору (схема з ДР2), тиск в лінії нагнітання не постійний і завжди нижче, ніж тиск в розрахунковому режимі. Його величина визначається моментом навантаження, тобто

$$\bar{p} = \bar{n}^{-k}. \quad (1.23)$$

Відносна витрата через гідромотор залежить від його кутової швидкості

$$\bar{Q}_M = \bar{n}, \quad (1.24)$$

і втрати енергії в системі гідроприводу

$$\bar{N}_n = (1 - \bar{n})^{-k}. \quad (1.25)$$

Порівняння рівнянь (1.22) та (1.25) показує, що втрати в схемі з дроселем, встановленим паралельно, завжди менше, ніж в схемі з дроселем, встановленим послідовно (рис. 1.8, де a - для схеми з ДР1 та b - для схеми з ДР2). Цей висновок підтверджений експериментально на стенді, що представлений в розділі 3. Втрати енергії в системі регулювання гідроприводу з нерегульованими гідромашинами і регулятором, встановленим паралельно двигуну, залежать від характеру навантаження, і для приводів машинобудівного обладнання не перевищують 20% від номінальної потужності насоса (потужності при розрахунковому режимі).

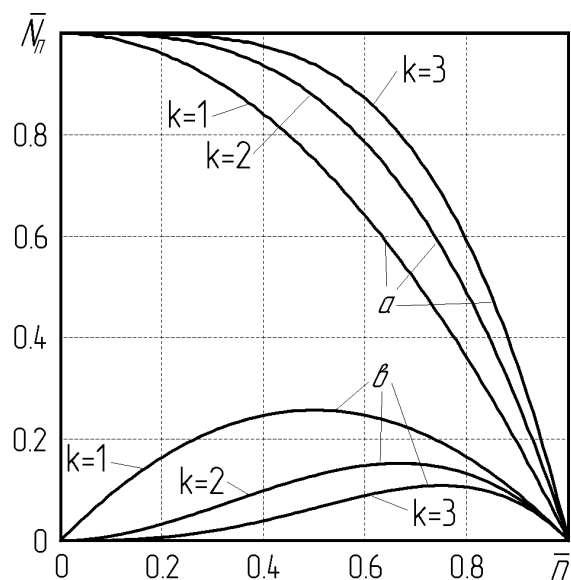


Рис. 1.8. Втрати потужності при різних схемах підключення регулятора

Таким чином, існує певний резерв для зменшення енергоємності ТО шляхом підвищення енергетичної ефективності ЕГП за рахунок зниження втрат енергії, зв'язаних з регулюванням вихідних параметрів приводу.

1.4. Математичне моделювання робочих процесів в ЕГП

Як відзначено у п. 1.2, для розробки та дослідження САК потрібним є розвинення математичних моделей для дослідження робочих процесів, які мають місце в ЕГП і які враховують технічні особливості ТО.

В основі побудови математичних моделей для дослідження робочих процесів в автоматичних ЕГП приводах лежать класичні рівняння теоретичної механіки, електро- і гідромеханіки [38, 67, 70, 81, 86]. В деяких випадках застосовано наближені формули та емпіричні залежності, що припустимо для моделювання таких складних систем, якими являються приводи машинобудівного ТО [37, 41, 50, 53, 54, 57, 99].

Для корегування динамічних характеристик ЕГП, розробки та дослідження САК використовується апарат математичного моделювання технічних систем, теорії автоматичного керування, підходи математичної статистики і засади теорії ймовірностей, а також експериментальні методи досліджень (при уточненні та підтвердженні адекватності удосконалених математичних моделей на дослідних установках) [36, 68, 88, 90, 98]. Для проведення чисельних розрахунків застосовується пакет програм MATLAB та його підсистему SIMULINK [63, 64, 170, 182].

При математичному моделюванні характеристик ЕГП ТО виникають деякі труднощі при описі нестационарних гідромеханічних процесів [23, 92, 93]. Крім процесів, що обумовлені функціональним призначенням складових обладнання та виникаючими при виконанні системами запланованих потрібних операцій, в гідропроводі виникають коливання тиску, витрат, певних де-

талей та пристроїв внаслідок стискання робочої рідини, а також впливу робочого середовища на регулюючі елементи, витоків рідини по зазорам та інших причин. Сукупна дія цих явищ призводить до виникнення нестационарних, суттєво складних гідромеханічних процесів, які потрібно враховувати при проектуванні обладнання з гідравлічним приводом.

Слід зазначити, що в розрахунках гідродинамічних характеристик робочих процесів гідроприводів широко використовують квазіодномірні моделі несталих потоків [21, 121, 183, 185]. У таких моделях стан потоку робочого середовища в кожен момент часу характеризується усередненими по перетину значеннями тиску, швидкості та густини. При цьому, в рівняння вводяться отримані при усередненні по перетину потоку перераховані гідродинамічні величини з коефіцієнтами кінетичної енергії, кількості руху та гідравлічного опору. З огляду на недостатню вивченість несталих течій в гідродинамічних розрахунках найчастіше використовують тільки квазістационарні значення коефіцієнтів, які визначаються, якщо реальний несталий потік, що змінюється в часі, замінити послідовністю сталих потоків. Квазістационарні коефіцієнти знаходять по експериментальним залежностям та формулами гідромеханіки. Однак теоретичні та експериментальні дослідження показують, що в дійсності при несталому русі рідини змінюються закони розподілу місцевих швидкостей, тому в загальному випадку миттєві коефіцієнти усереднення гідродинамічних величин відрізняються від квазістационарних значень.

Разом з тим, розробка та дослідження САК вимагає нескладних достовірних, насамперед, математичних моделей для характеристик робочих процесів, які мають місце в ЕГП і в повній мірі враховують технічні особливості ТО [155, 156, 171].

Відзначимо один з підходів при складанні математичних моделей нестационарних гідромеханічних процесів, який полягає в розділенні пристроїв на найпростіші елементи. Так, наприклад, в гідросистемі можна виділити [91, 93]: активний гідравлічний опір з площею прохідного перетину; зосереджену

емність з постійними в часі границями; тверде тіло з масою, що взаємодіє з робочим та оточуючим середовищем. Дані елементи характеризуються типовим описанням та присутні в математичних моделях нестационарних гідромеханічних процесів практично в будь-якому ЕПІ ТО.

Якщо отриману систему описати лінійними диференціальними рівняннями, яка буде задовольняти умовам керованості та спостережності, то для робочого процесу приводу обладнання можна вирішувати задачу про вибір структури та параметрів оптимального лінійного регулятора відповідно до задалегідь прийнятим критерієм [72, 73, 94, 136, 142]. Відзначимо, що в реальних системах зазвичай не вдається виконати вимір всіх необхідних змінних стану, крім того, вимір всіх необхідних змінних стану завжди дає інформацію з якоюсь помилкою, до якої додаються помилки внаслідок неточності дії елементів регулятора. З цих причин рішення задачі про оптимальний регулятор потребує додаткового аналізу та перевірки при створенні реальних систем. Незважаючи на зазначене обмеження, теорія побудови лінійних оптимальних регуляторів може служити основою для більш загальних випадків, коли стан систем точно не відомо.

Робота ТО, насамперед, для механічної обробки, здійснюється при наявності впливів на систему [58, 84, 101], для яких закон зміни має, в загальному випадку, стохастичний характер. Стохастичне збурення до системи може прикладатися зовні (зовнішні дії), а також виникати всередині її окремих елементів та пристроїв. Випадкові зміни властивостей складових системи можна привести до еквівалентного впливу на неї деяких випадкових впливів, тому в подальшому будемо вважати, що на систему діють лише зовнішні стохастичні збурення. Дослідження САК при випадкових впливах виконують на основі спеціальних статистичних методів [11, 45, 69], в розгляд задаються кількісні оцінки збурень, а саме, статистичні характеристики впливів на систему, що характеризують наявні стохастичні збурення та при цьому не є випадковими залежностями.

Отже, САК, що спроектована за допомогою таких методів, буде задовольняти запропонованим до неї умовам не тільки для одного детермінованого впливу, але і для всієї сукупності впливів, які визначені на основі статистичних характеристик.

Як відомо [45, 149, 166], при випадкових впливах на систему виникає необхідність виділення корисної інформації про стан системи та зменшення впливу перешкод на сигнали керування системою. Визначення структури та параметрів пристроїв, що здійснюють ці операції, є задача фільтрації сигналів, до якої примикає задача згладжування вимірювань спостережуваних змінних та задача екстраполяції сигналів, пов'язана з передбаченням стану системи в момент часу $t_1 > t$ за даними про найбільш імовірнісний стан системи в момент часу t . Статистична теорія оптимальних систем [45, 149] вирішує задачу синтезу систем, що забезпечують виконання статистичного критерію оптимальності. При цьому динамічні характеристики системи визначаються так, щоб досягалася найбільша точність перетворення випадкових сигналів, яка характеризується випадковою помилкою. Під випадковою помилкою розуміється різниця між сигналом, який повинен відтворюватися системою з найбільшою точністю, та вихідним сигналом системи. З огляду на те, що помилка є випадковою функцією часу, вона не може бути безпосередньо використана для оцінки точності роботи системи. Відомі різні статистичні оцінки систем, найчастіше мінімізують середню квадратичну помилку.

Отже, в подальших дослідженнях з удосконалення ЕПП ТО потребує врахування стохастичних збурюючих впливів та шуму спостереження.

Висновки до розділу 1, постановка мети та задач дослідження

Аналіз стану питання показав наступне.

Основними експлуатаційними характеристиками, покращення яких дає

значний економічний ефект, є енергоємність та продуктивність ТО. Зменшення енергоємності знижує собівартість продукції, а збільшення продуктивності підвищує економічну ефективність виробництва. Важливими експлуатаційними характеристиками обладнання машинобудівних виробництв є надійність та довговічність, а також рівень охорони праці при його експлуатації.

Зменшення енергоємності безпосередньо досягається підвищенням ККД приводів обладнання шляхом зниження потужності, що споживається. Досягти зниження споживаної потужності можливо зменшенням втрат енергії, зв'язаних з регулюванням вихідних параметрів приводу. Для цього необхідна розробка науково обґрунтованих рекомендацій та технічних рішень, що потребує теоретичних та експериментальних досліджень робочих процесів в ЕПП ТО, аналізу ефективності способів регулювання вихідних параметрів приводів.

Підвищення продуктивності суттєво залежить від скорочення операційного часу. Зменшення часу технологічних операцій можна досягти розробкою та дослідженням САК приводами ТО. Слід додати, що застосування САК дає поліпшення динамічних характеристик ЕПП обладнання, що підвищує його надійність, довговічність та рівень охорони праці при його експлуатації. Аналіз процесів керування сучасним ТО показує, що існуючі САК використовують не повні математичні моделі для дослідження робочих процесів, в більшості не враховують шум спостереження та стохастичні збурюючі впливи, як наслідок цього неможливе його подальше удосконалення. Тому, для розробки САК потребують розвинення математичні моделі для дослідження робочих процесів, які мають місце в приводах і враховують технічні особливості ТО.

Метою роботи є покращення експлуатаційних характеристик технологічного обладнання шляхом удосконалення електрогідравлічних приводів, що забезпечує зменшення енергоємності та збільшення продуктивності обладнання.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі:

- удосконалення математичних моделей для дослідження робочих процесів в ЕГП ТО, побудова моделей динамічних характеристик приводів обладнання для розробки і дослідження САК.

- розробка експериментального стенду для дослідження статичних і динамічних характеристик гідроприводу, оцінки його енергетичної ефективності при регулюванні швидкості вихідної ланки, перевірка адекватності удосконалених математичних моделей ЕГП;

- вибір коригуючої ланки для поліпшення якості регулювання автоматичних ЕГП ТО;

- розробка та дослідження САК ЕГП обертального руху, яка враховує стохастичні збурюючі впливи та шум спостереження;

- розробка технічних рішень та надання рекомендацій для удосконалення ЕГП ТО;

- розробка інженерної методики проектного розрахунку автоматичного ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДАХ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

2.1. Математична модель робочих процесів в автоматичному ЕГП дросельного регулювання

В автоматичному ЕГП ТО дросельного регулювання виділимо основні елементи: гідроциліндр (НС), електрогідравлічний підсилювач (ЕНА), що містить електромеханічний перетворювач (ЕМТ) і гідропідсилювач (НА), датчик зворотного зв'язку (ФВ), електронний блок (ЕВ). У подальшому приймаємо розрахункову схему приводу, що представлена на рис. 2.1.

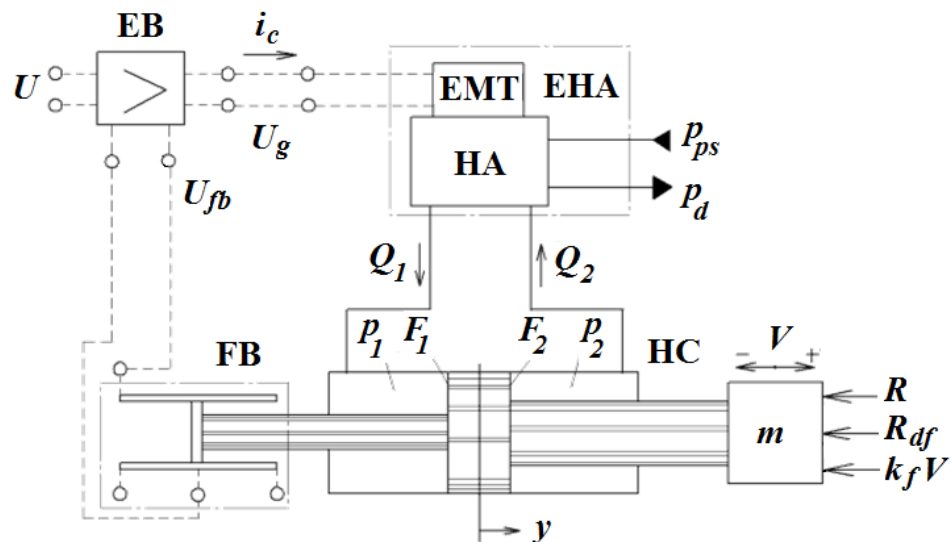


Рис. 2.1. Розрахункова схема приводу

Динамічні характеристики для гідроциліндра з двостороннім штоком загальноприйняте [91, 97, 113, 181] описати системою рівнянь, що включають

рівняння руху поршня, а також рівняння балансу витрат в порожнинах **НС** з урахуванням стисливості робочої рідини:

$$m \frac{dV}{dt} = p_1 F_1 - p_2 F_2 - cy - k_f V - R - R_{df} \operatorname{sign} V ; \quad (2.1)$$

$$\frac{dy}{dt} = V, \quad -H/2 \leq y \leq H/2; \quad (2.2)$$

$$\frac{W_p + F_1(H/2 + y)}{E_f} \frac{dp_1}{dt} = Q_1 - F_1 V ; \quad (2.3)$$

$$\frac{W_d + F_2(H/2 - y)}{E_f} \frac{dp_2}{dt} = -Q_1 + F_1 V , \quad (2.4)$$

де y , V – переміщення, швидкість поршня (для ЕГП переміщення поршня зазвичай відраховують від його середнього положення);

m – приведена до штоку **НС** маса рухливих частин;

p_1, p_2 – тиски в порожнинах **НС**;

F_1, F_2 – площі **НС**;

k_f – коефіцієнт сил в'язкого тертя [176, 178];

R – навантаження;

R_{df} – сила сухого тертя;

H – хід поршня;

Q_1, Q_2 – витрати в лініях **ЕНА**;

E_f – модуль пружності рідини;

W_p, W_d – «мертві» об'єми відповідно для напірної й зливної ліній.

ФВ, як правило, описують пропорційною ланкою між переміщенням y і напругою U_{fb} на виході **ФВ**

$$U_{fb} = k_{fb} y , \quad (2.5)$$

де k_{fb} – коефіцієнт передачі **ФВ**.

ЕНА в номенклатурі гідроапаратури, що серійно випускається, представлені дроселюючими гідророзподільниками або розподільниками з пропорційним керуванням [108, 147, 186]. У вихідному каскаді підсилення **ЕНА** частіше застосовується гідропідсилювач золотникового типу. Конструктивна схема вихідного каскаду золотникового гідропідсилювача представлена на рис. 2.2. Для зв'язку зміщення золотника x_s від нейтрального положення в залежності від струму i_c в обмотці керування використовуємо динамічну ланку другого порядку

$$T_{2a}^2 \frac{d^2 x_s}{dt^2} + T_{1a} \frac{dx_s}{dt} + x_s = k_{xi} i_c, \quad (2.6)$$

де k_{xi} – коефіцієнт передачі **ЕНА**.

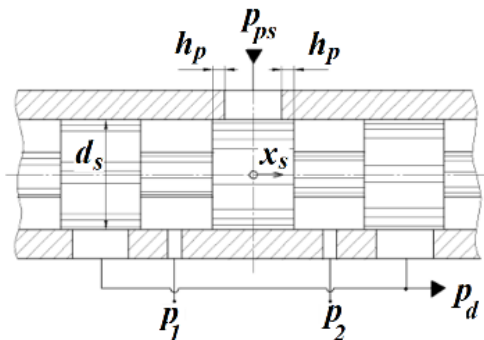


Рис. 2.2. Вихідний каскад **ЕНА**.

Визначення постійних часу T_{2a} , T_{1a} здійснюємо по частотам ν_1 , ν_2 здви- гів по фазі відповідно на -45° і -90° відомим чином [81, 182] за рівняннями:

$$T_{2a} = \frac{1}{2\pi\nu_2}; \quad T_{1a} = \frac{1}{2\pi\nu_1} - \frac{2\pi\nu_1}{(2\pi\nu_2)^2}. \quad (2.7)$$

Враховуємо обмеження для переміщення золотника від нейтрального

положення його максимальним значенням x_{max}

$$|x_s| \leq x_{max}, \quad (2.8)$$

Для визначення витрат в напірній та зливній лініях **ЕНА** слід врахувати додатне перекриття поясками золотника гідропідсилювача вікон в його розподільчій втулці (див. рис. 2.2). Тоді рівняння для витрат будуть мати вид:

$$Q_1 = \begin{cases} \mu_s \pi d_s k_n (x_s - h_p) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{ps} - p_1| \text{sign}(p_{ps} - p_1)}, x_s > h_p; \\ 0, |x_s| \leq h_p; \\ \mu_s \pi d_s k_n (x_s + h_p) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1 - p_d| \text{sign}(p_1 - p_d)}, x_s < -h_p; \end{cases} \quad (2.9)$$

$$Q_2 = \begin{cases} \mu_s \pi d_s k_n (x_s - h_p) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_2 - p_d| \text{sign}(p_2 - p_d)}, x_s > h_p; \\ 0, |x_s| \leq h_p; \\ \mu_s \pi d_s k_n (x_s + h_p) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{ps} - p_2| \text{sign}(p_{ps} - p_2)}, x_s < -h_p; \end{cases} \quad (2.10)$$

де p_{ps} , p_d – тиски насосної станції та на зливі;

d_s – діаметр золотника;

k_n – коефіцієнт повноти використання периметру золотника;

h_p – величина додатного перекриття поясками золотника вікон в розподільчій втулці (рис. 2.2);

ρ – густина рідини;

μ_s – коефіцієнт витрати [92, 121] для щілини золотника.

На стадії проектного розрахунку електрогідравлічного приводу допустимо розглядати **ЕВ** як ідеальний підсилювач

$$U_g = k_g(U - U_{fb}), \quad (2.11)$$

де U – вхідна (керуюча) напруга;

U_g – напруга на виході **ЕВ**;

k_g – коефіцієнт підсилення **ЕВ**.

Керуюча обмотка **ЕНА** та вихідний каскад **ЕВ** утворюють єдиний електричний ланцюг, в якому міститься активний та індуктивний контури. Тому для обмотки керування маємо наступне лінійне диференціальне рівняння першого порядку

$$L_c \frac{di_c}{dt} + R_e i_c = U_{fb}, \quad (2.12)$$

де L_c – індуктивність обмотки керування;

R_e – активний опір єдиного електричного ланцюга.

Слід врахувати, що **ЕВ** обмежує величину струму для керуючої обмотки **ЕМТ** його максимальним значенням i_{max} в електричному ланцюзі

$$|i_c| \leq i_{max}. \quad (2.13)$$

Таким чином, математичну модель для дослідження робочих процесів в автоматичному ЕГП ТО дросельного регулювання можна представити системою рівнянь (2.11-2.13).

Дамо наступні рекомендації по завданню вхідних даних для чисельного моделювання робочих процесів в приводі. Оскільки на стадії проектного розрахунку вже підібрані гідромашини та гідроапарати, що випускаються серійно, то на даному етапі або відома, або оцінена низка параметрів таких, як хід поршня H ; тиск насосної станції p_{ps} і на зливні p_d ; приведена до штоку **НС** маса рухливих частин m ; модуль пружності рідини E_f ; «мертві» об'єми відповідно для напірної W_p й зливної W_d магістралі; коефіцієнт підсилення **ЕВ** k_g .

Для обраного гідроциліндра встановлюються ефективні площини F_1, F_2 ; сила сухого тертя R_{df} , коефіцієнт сил в'язкого тертя k_f . По технічним даним **ФВ** встановлюється коефіцієнт передачі k_{fb} . З використанням паспортних даних **ЕНА** встановлюються постійні часу T_{1a}, T_{2a} ; індуктивність обмотки керування L_c ; активний опір єдиного електричного ланцюга R_e (опір обмотки керування **ЕНА** враховуючи опір вихідного каскаду **ЕВ**); максимальний струм i_{max} (може бути задано номінальний струм i_{nom}); максимальна витрата Q_{max} (або номінальна витрата Q_{nom}). Максимальне переміщення золотника x_{max} можна оцінити з виразів (2.9, 2.10), а значення коефіцієнта передачі k_{xi} по рівнянню (2.6) в статистиці як $k_{xi}=x_{max}/i_{max}$. Відмітимо, що величину безрозмірного перекриття h_p/x_{max} допустимо взяти рівною відносному струму зони нечутливості (в **ЕНА**, що серійно випускаються, не більше 0,02).

Програмне забезпечення для розрахунку перехідних процесів в автоматичному ЕПП ТО дросельного регулювання в середовищі пакета програм MATLAB наведено у Додатку А.

Помітну перевагу в точності розрахунку при порівнянні до лінійних моделей дає врахування основних нелінійностей характеристик елементів та пристроїв приводу. На рис. 2.3. представлені в безрозмірному вигляді результати чисельних розрахунків перехідних процесів, які показують, що від величина безрозмірного скачка керуючої напруги \bar{u} впливає не тільки на час перехідного процесу, але і на його якість.

Слід відзначити відмінність представленої математичної моделі у порівнянні до відомих нелінійних моделей ЕПП дросельного регулювання [88, 103, 113], що враховують основні фактори та причини, які обумовлюють нестационарність робочих процесів. Досягнута універсальність математичної моделі на основі використання типових технічних даних базових пристроїв, що забезпечує уточнення розрахунків характеристик приводів ТО, які побудовані по типовій схемі, наведеній на рис. 2.1.

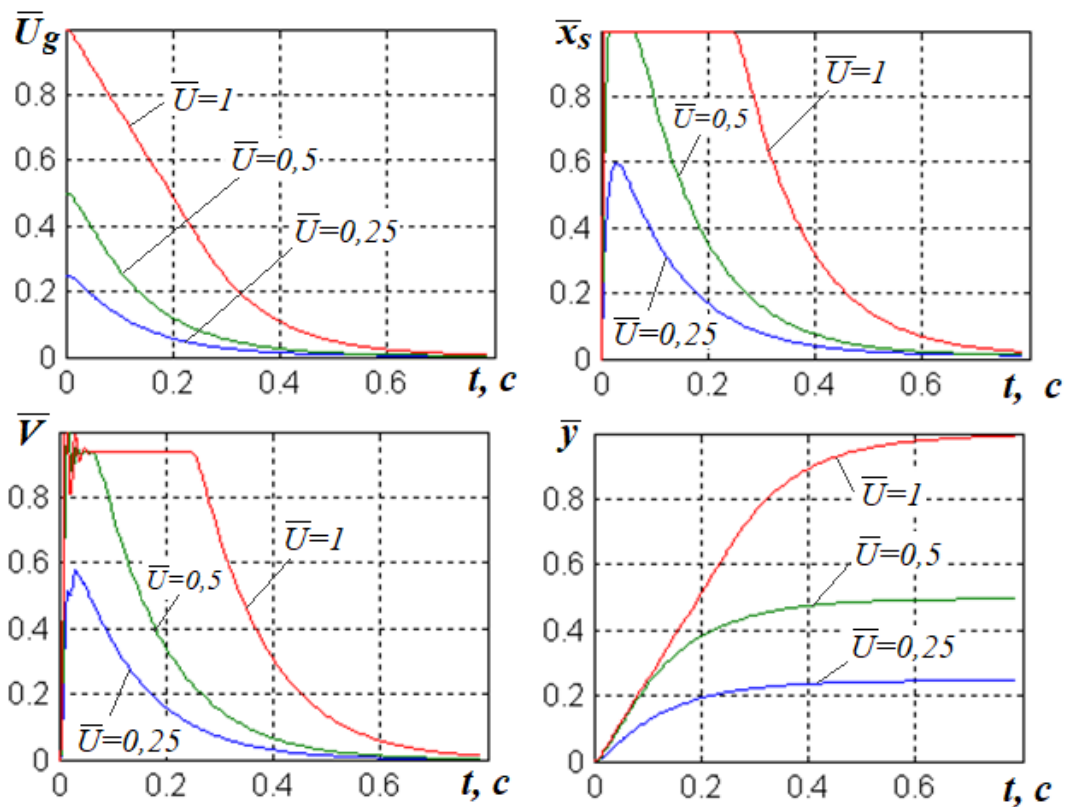


Рис. 2.3. Результати чисельного розрахунку перехідних процесів в автоматичному ЕПІ дросельного регулювання

Приведені розрахунки виконані для наступних вхідних даних: $F_1 = F_2 = 0,00915 \text{ м}^2$ (що відповідає діаметру поршня 125 мм і діаметрам штоків 63 мм); $H = 0,5 \text{ м}$; $p_{ps} = 32 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $p_d = 0,2 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $E_f = 10^9 \text{ Па}$; $W_p = W_d = 0,002 \text{ м}^3$; $R = -5 \cdot 10^3 \text{ Н}$ (тягнуче зусилля); $R_{df} = 0$; $c = 0$; $\kappa_f = 5 \cdot 10^4 \text{ кг/с}$; $m = 500 \text{ кг}$; $k_{fb} = 54 \text{ В/м}$; $Q_{max} = 0,00638 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_{max} = 32 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $T_{1a} = 0,00117 \text{ с}$; $T_{2a} = 0,00127 \text{ с}$ (що відповідає здвигу по фазам -45° і -90° для частот $\nu_1 = 80 \text{ Гц}$ і $\nu_2 = 125 \text{ Гц}$); $h_p/h_{max} = 0,01$; $L_c = 1,0 \text{ Гн}$; $R_e = 100 \text{ Ом}$; $i_{max} = 0,3 \text{ А}$; $k_g = 6$.

В цілому, результати розрахунків на основі удосконаленої математичної моделі добре погоджуються з результатами розрахунків на більш повних нелінійних моделях та експериментальними даними інших авторів [81, 92, 136], що дозволяє судити про адекватності представленого математичного опису характеристик приводу.

Таким чином, удосконалено математичну модель для дослідження робочих процесів в автоматичному ЕГП дросельного регулювання використанням технічних даних базових пристроїв, що забезпечує уточнення розрахунків характеристик приводу ТО.

2.2. Математична модель динамічних характеристик силової частини ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання

Як зазначалося в розділі 1, силова частина гідроприводу ТО об'ємного регулювання найчастіше включає об'ємний насос з регульованою подачею, допоміжні пристрої та виконавчий гідродвигун об'ємного типу [81, 110, 129, 179]. Найбільше застосування в автоматичних ЕГП отримали аксіально-поршневі насоси, подача яких регулюється зміною кута нахилу блоку циліндрів або зміною кута нахилу шайби. Аксіально-поршневі насоси мають низку переваг: менші радіальні розміри, маса, момент інерції обертючих мас; можливість роботи при великій кількості обертів; зручність монтажу й ремонту; висока надійність. Сучасні аксіально поршневі насоси можуть створювати тиск до 420 атмосфер, мають робочий об'єм до 270 кубічних сантиметрів, частоту обертів валу до 5000 об/хв. В якості виконавчих гідродвигунів зазвичай використовують гідроциліндри з лінійним переміщенням вихідної ланки, гідроциліндри з поворотним рухом вихідної ланки та аксіально-поршневі або радіально-поршневі гідромотори. До допоміжних пристроїв відносяться клапани, фільтр, насос і бак системи підживлення робочої рідиною силової частини гідроприводу.

На рис. 2.4 приведена типова принципова гідравлічна схема силової частини ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання [91, 180], що містить дві аксіально-поршневі гідромашини: основний насос 2 та гідромотор 5. Вал насоса приводиться в обертання від асинхронного електродвигуна 1. Подача насоса регулюється зміною кута нахилу блоку циліндрів (або кута нахилу

шайби) за допомогою механізму 3, яким у більшості випадків виступає електрогідравлічний підсилювач. Насос двома трубопроводами 4 з'єднаний з гідромотором. Вал гідромотора через редуктор 6 з'єднаний з ОК 7. Для компенсації витоків робочої рідини служить допоміжний насос (зазвичай шестерінчастий або пластинчастий) 13, що приводиться в обертання від валу основного насоса. Якщо кут нахилу блоку циліндрів (кута нахилу шайби) основного насоса регулюється за допомогою гідروпідсилювача, то допоміжний насос використовується також для живлення гідропідсилювача рідиною під тиском. Тиск в напірній магістралі допоміжного насоса підтримується переливним клапаном 10. Ця магістраль через два підживлювальні клапани 9 підключена до трубопроводів, що з'єднують основний насос з гідромотором. При падінні тиску в одному з трубопроводів нижче допустимого значення відповідний підживлювальний клапан відкривається і пропускає рідину під тиском з напірної магістралі допоміжного насоса до тих пір, поки в трубопроводі не відновиться необхідний рівень тиску. Після цього підживлювальний клапан під дією тиску в трубопроводі закривається. Підживлювальні клапани повинні підтримувати в трубопроводі такий мінімальний тиск, щоб в основному насосі не виникала кавітація. Для цього встановлюється необхідний тиск в напірній магістралі допоміжного насоса шляхом регулювання натягу пружини (тиску спрацьовування) переливного клапану 10.

Від виникнення надмірно високого тиску трубопроводу гідроприводу захищені двома запобіжними клапанами 8. При неприпустимому підвищенні тиску в одному з трубопроводів відкривається відповідний запобіжний клапан, що пропускає рідину в інший трубопровід з низьким тиском. У лінії нагнітання допоміжного насоса також є запобіжний клапан 12, який захищає насос від підвищення тиску при засміченні фільтра 11.

Відзначимо позначення гідромашин і гідроапаратів на рис. 2.4. Тут P1 ... P2 – насоси; НМ – гідромотор; CV1 ... CV2 – клапани зворотні; SV1 ... SV4 – клапани запобіжні; F – фільтр.

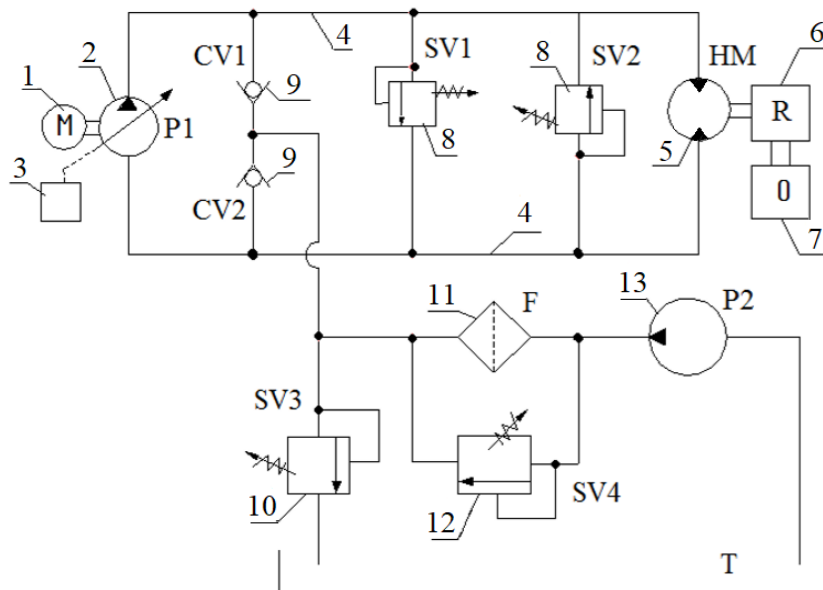


Рис. 2.4. Гідравлічна схема силової частини приводу об'ємного регулювання

Перед побудовою математичного опису силової частини ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання, складемо розрахункову схему, з огляду на наступні основні допущення:

1. Асинхронний електродвигун 1 обертає вал насоса з кутовою швидкістю Ω_p , величина якої не залежить потужності, що розвивається насосом.
2. При роботі гідроприводу тиски в трубопроводах 4 p_1 і p_2 не досягають значень, при яких відкриваються запобіжні клапани 8.
3. Тиск p_s в магістралі перед підживлювальними клапанами підтримується постійним.
4. Зусилля, що долаються гідромотором 5 при керуванні об'єктом 7, можуть бути представлені сумою моментів від дії приведених до валу гідромотора інерційного навантаження, позиційного навантаження та гідравлічного тертя.
5. Трубопроводи будемо приймати настільки короткими, щоб можна було в них нехтувати інерцією рідини та втратами тиску через опір тертя.

Розрахункова схема представлена на рис. 2.5. На цій схемі стрілками показані напрямки потоків рідини в той момент часу, коли тиск p_1 більше тиску p_2 . Також в схемі позначені: γ – кут нахилу блоку циліндрів (шайби) аксіально-поршневого насоса; t – час; Ω – кутова швидкість валу гідромотора; α – кут повороту валу гідромотора; Q_p, Q_m – ідеальні витрати насоса та гідромотора; Q_{op}, Q_{om} – витрати перетікання в насосі та гідромоторі; $Q_{lp1}, Q_{lp2}, Q_{lm1}, Q_{lm2}$ – витрати витоків в лініях насоса та гідромотора; Q_{r1}, Q_{r2} – витрати підживлення скрізь підживлювальні клапани.

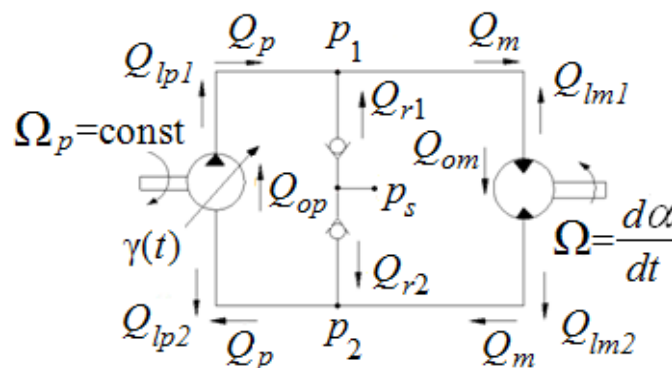


Рис. 2.5. Розрахункова схема силової частини гідроприводу

При всіх прийнятих вище допущеннях отриманню лінійної математичної моделі силової частини гідроприводу обертального руху перешкоджає одна істотно нелінійна характеристика, яка визначає залежність витрат підживлення Q_{r1} і Q_{r2} через підживлювальні клапани від тисків p_1 і p_2 в трубопроводах. Якщо рівень тиску в трубопроводах виявляється нижче тиску підживлення p_s перед підживлювальними клапанами, то при малих змінах тисків можна застосувати співвідношення

$$Q_{r1} = k_{sv} (p_s - p_1); \quad (2.14)$$

$$Q_{r2} = k_{sv} (p_s - p_2); \quad (2.15)$$

де k_{sv} – провідність підживлювального клапана [92, 129, 179].

Якщо рівень тиску в трубопроводах перевищує тиск підживлення p_s , то

$$Q_{r1} = Q_{r2} = 0, \quad (2.16)$$

так як підживлювальні клапани закриті під дією тиску в трубопроводах

При рівноважному стані гідроприводу, для якого ненавантажений вал гідромотора не обертається, рівень тиску в трубопроводах внаслідок витоків рідини з насоса і гідромотора та кінцевого значення провідності клапанів встановлюється нижче p_s . При коливаннях в кожен трубопровід через певний підживлювальний клапан на одному півперіоді при низькому тиску надходить кількість рідини, яке компенсує не тільки виток, але і стисливість рідини. На наступному півперіоді відбувається стиснення великого об'єму рідини в трубопроводі, що призводить до збільшення в ньому тиску. Надходження рідини в гідропривід через підживлювальні клапани супроводжується підвищенням середнього за період коливання тиску в трубопроводах або підвищенням рівня тиску в них. Кількість рідини, що надійшла в трубопроводи за період коливання, залежить від амплітуди коливання тиску p_1 і p_2 , тому середня за період провідність клапанів залежить від амплітуди коливань тиску в трубопроводах.

При дослідженні динаміки гідроприводу з малими відхиленнями змінних від сталих значень рівень тиску в трубопроводах може бути прийнятий нижче тиску p_s , тому допустимо використовувати лінійні співвідношення (1, 2). При дослідженні динаміки гідроприводу з великими змінами змінних доводиться враховувати нелінійність характеристики підживлювальних клапанів.

Для моменту часу, коли при малому відхиленні блоку циліндрів (або похилої шайби) від положення рівноваги насос подає рідину по трубопроводу з тиском p_1 і всмоктує рідину з трубопроводу з тиском p_2 , рівняння витрат

напишемо згідно [129, 180] у вигляді:

для трубопроводу з тиском p_1 витрата насоса

$$Q_{op} + Q_{om} + Q_{lp1} + Q_{lm1} + Q_{c1} - Q_{r1}, \quad (2.17)$$

для трубопроводу з тиском p_2 витрата насоса

$$Q_p = Q_m + Q_{op} + Q_{om} - Q_{lp2} - Q_{lm2} - Q_{c2} + Q_{r2}. \quad (2.18)$$

У рівняннях (4) і (5) витрати Q_{c1} і Q_{c2} є тими складовими витрат, які пов'язані з компенсацією стисливості рідини. Решта складових позначені відповідно до розрахункової схемою (рис. 2). Для деякого спрощення виразів, що визначають коефіцієнти в наступних рівняннях, вважаємо насос і гідромотор гідромашинами однакового типу, аксіально-поршневими, що відрізняються тільки тим, що у насоса регулюється кут нахилу блоку циліндрів (або шайби), а у гідромотора не регулюється. В цьому випадку можна прийняти

$$Q_{op} = Q_{om} = Q_{ov}; \quad (2.19)$$

$$Q_{lp1} = Q_{lm1} = Q_{l1}; \quad (2.20)$$

$$Q_{lp2} = Q_{lm2} = Q_{l2}. \quad (2.21)$$

З огляду на ці співвідношення, визначимо складові витрати насоса у вигляді

$$Q_m = \frac{q_m}{2\pi} \Omega = \frac{q_m}{2\pi} \frac{d\alpha}{dt}; \quad (2.22)$$

$$Q_{ov} = k_{ov} (p_1 - p_2); \quad (2.23)$$

$$Q_{l1} = k_1 p_1; \quad (2.24)$$

$$Q_{l2} = k_1 p_2, \quad (2.25)$$

де q_m – РОГ;

k_{ov} – провідність щілин, через які в гідромоторі та насосі перетікає рідина з порожнини з високим тиском в порожнині з низьким тиском;

k_1 – провідність щілин, через які витікає рідина з гідромотора та насоса.

Витрати Q_{r1} і Q_{r2} визначаємо за співвідношеннями (2.14) і (2.15), а витрати Q_{c1} і Q_{c2} в припущенні абсолютно жорстких стінок трубопроводів знаходимо по залежностям [93, 181]

$$Q_{c1} = \frac{W_0}{E_f} \frac{dp_1}{dt}; \quad (2.26)$$

$$Q_{c2} = \frac{W_0}{E_f} \frac{dp_2}{dt}, \quad (2.27)$$

де W_0 – внутрішній об'єм трубопроводу з урахуванням підключених до нього об'ємів порожнин гідромотора та насоса;

E_f – об'ємний модуль пружності робочої рідини.

Підставимо складові витрат згідно співвідношенням (2.14, 2.15, 2.22-2.27) в рівняння (2.17, 2.18). Потім складемо ці рівняння і перетворимо

$$Q_p = \frac{q_m}{2\pi} \frac{d\alpha}{dt} + 2k_{ov}(p_1 - p_2) + k_1(p_1 - p_2) + \frac{k_{sv}}{2}(p_1 - p_2) + \frac{W_0}{2E_f} \frac{d(p_1 - p_2)}{dt}. \quad (2.28)$$

Ідеальну подачу насоса Q_p представимо у вигляді залежності від кута γ нахилу блоків циліндрів або кута нахилу шайби насоса

$$Q_p = \frac{q_p}{2\pi} \Omega_p, \quad (2.29)$$

де q_p – РОН.

Для аксіально-поршневого насоса

$$q_p = F_p z_p D_p \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.30)$$

де F_p – робоча площа одного поршня (плунжера) насоса;

z_p – число поршнів;

D_p – діаметр окружності, на якій розташовані осі поршнів насоса.

Як видно, функція $q_p(\gamma)$ є нелінійною. При малих відхиленнях блоку циліндрів (шайби) насоса від нейтрального положення зазначена функція може бути лінеаризована і рівняння (17) записано у вигляді

$$Q_p = k_{Q\gamma} \gamma, \quad (2.31)$$

де

$$k_{Q\gamma} = \frac{\partial Q_p}{\partial \gamma}. \quad (2.32)$$

Для аксіально-поршневого насоса

$$k_{Q\gamma} = \frac{F_p z_p D_p \Omega_p}{2\pi}. \quad (2.33)$$

Застосовуючи співвідношення (2.31), приведемо рівняння (2.28) до виду

$$\frac{q_m}{2\pi k_{Q\gamma}} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{W_0}{2E_f k_{Q\gamma}} \frac{dp_m}{dt} + \frac{k_\Sigma}{k_{Q\gamma}} p_m = \gamma, \quad (2.34)$$

де

$$k_{\Sigma} = k_1 + 2k_{ov} + \frac{k_{sv}}{2}; \quad (2.35)$$

$$p_m = p_1 - p_2. \quad (2.36)$$

У рівнянні (2.34), крім вхідної величини γ і вихідної α , міститься змінний в часі перепад тиску p_m , який залежить від навантаження, що долається гідромотором. При дії інерційного навантаження величина p_m визначається по крутному моменту M_m , який входить в рівняння обертального руху валу гідромотора

$$M_m - M_{fr} - M_{poz} = J \frac{d^2\alpha}{dt^2}, \quad (2.37)$$

де J – момент інерції обертючих з валом гідромотора частин (приведений момент інерції навантаження і ротора мотора). Надалі цю величину будемо називати наведеними моментом інерції гідромотора.

В рівнянні (24) M_{fr} – момент від сил тертя $M_{fr} = M_{fr1} + M_{fr2}$, де M_{fr1} та M_{fr2} – момент тертя в гідромоторі та момент тертя в навантаженні.

Крутний момент для об'ємної гідромашини [49, 182] визначається співвідношенням

$$M_m = \frac{q_m}{2\pi} p_m. \quad (2.38)$$

Момент тертя M_{fr1} створюється тертям в гідромоторі. У загальному випадку тертя в гідромоторі може бути змішаним. Для спрощення математичної моделі гідроприводу будемо враховувати тільки гідравлічне тертя [129, 179], вважаючи

$$M_{fr1} = k_{fr1} \frac{d\alpha}{dt}, \quad (2.39)$$

де k_{fr1} обчислюється за нахилом апроксимуючої характеристики $M_{fr1} = M_{fr1}(\Omega)$.

Момент тертя M_{fr2} , що виникає внаслідок тертя в навантаженні, представимо аналогічною залежністю

$$M_{fr2} = k_{fr2} \frac{d\alpha}{dt}. \quad (2.40)$$

Момент від дії позиційного навантаження

$$M_{poz} = k_{poz} \alpha, \quad (2.41)$$

де k_{poz} – жорсткість позиційного навантаження.

Використовуючи співвідношення (2.38-2.41), з рівняння (2.37) отримуємо

$$\frac{2\pi J}{q_m} \frac{d^2\alpha}{dt^2} + \frac{2\pi k_{fr}}{q_m} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{2\pi k_{poz}}{q_m} \alpha = p_m, \quad (2.42)$$

де

$$k_{fr} = k_{fr1} + k_{fr2}. \quad (2.43)$$

Розглядаючи спільно рівняння (2.34) і (2.42), знаходимо

$$\begin{aligned} & \frac{\pi J W_0}{E_f q_m k_{Q\gamma}} \frac{d^3\alpha}{dt^3} + \left(\frac{\pi k_{fr} W_0}{E_f q_m k_{Q\gamma}} + \frac{2\pi k_{\Sigma} J}{q_m k_{Q\gamma}} \right) \frac{d^2\alpha}{dt^2} + \\ & + \frac{q_m}{2\pi k_{Q\gamma}} \left(1 + \frac{2\pi^2 k_{poz} W_0}{E_f q_m^2} + \frac{4\pi^2 k_{\Sigma} k_{fr}}{q_m^2} \right) \frac{d\alpha}{dt} + \frac{2\pi k_{\Sigma} k_{poz}}{q_m k_{Q\gamma}} \alpha = \gamma. \end{aligned} \quad (2.44)$$

В реальних гідроприводах зазвичай

$$1 + \frac{2\pi^2 k_{poz} W_0}{E_f q_m^2} + \frac{4\pi^2 k_\Sigma k_{fr}}{q_m^2} \approx 1. \quad (2.45)$$

Тому, замість (2.44) маємо

$$\begin{aligned} \frac{\pi J W_0}{E_f q_m k_{Q\gamma}} \frac{d^3 \alpha}{dt^3} + \left(\frac{\pi k_{fr} W_0}{E_f q_m k_{Q\gamma}} + \frac{2\pi k_\Sigma J}{q_m k_{Q\gamma}} \right) \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + \\ + \frac{q_m}{2\pi k_{Q\gamma}} \frac{d\alpha}{dt} = \gamma - \frac{2\pi k_\Sigma k_{poz}}{q_m k_{Q\gamma}} \alpha \end{aligned} \quad (2.46)$$

Введемо в розгляд наступні параметри:

постійна часу гідроприводу

$$T_{hd} = \frac{q_m}{2\pi k_{Q\gamma}}. \quad (2.47)$$

постійна часу гідромотора

$$T_m = \sqrt{\frac{2\pi^2 J W_0}{q_m^2 E_f}}. \quad (2.48)$$

коефіцієнт відносного демпфірування гідромотора

$$\zeta_m = \frac{\pi (2J E_f k_\Sigma + k_{fr} W_0)}{\sqrt{2J W_0 E_f q_m^2}}. \quad (2.49)$$

коефіцієнт власного зворотного зв'язку

$$k_{ofb} = \frac{2\pi k_\Sigma k_{poz}}{q_m k_{Q\gamma}}. \quad (2.50)$$

Як видно, з цього виразу, коефіцієнт власного зворотного зв'язку силової частини гідроприводу викликаний спільною дією позиційного навантаження і негерметичністю гідромашин.

З урахуванням введених параметрів рівняння (2.50) перетворимо по Лапласу [11, 39] до виду

$$T_{hd}s(T_m^2s^2 + 2\zeta_m T_m s + 1)\alpha(s) = \gamma(s) - k_{об}\alpha(s), \quad (2.51)$$

де s – змінна Лапласа.

У разі відсутності позиційного навантаження (2.41), або повної герметичності гідроприводу, або при несуттєвому моменті від дії сил позиційного навантаження і високої герметичності гідромашин (що зазвичай має місце на практиці) коефіцієнтом власного зворотного зв'язку можна знехтувати. Слід зазначити, що даний коефіцієнт в разі його помітного впливу можна врахувати у зовнішньому зворотному зв'язку автоматичного ЕГП.

Тоді, передавальна функція для кута повороту валу гідромотора α по куту нахилу блоку циліндрів (або шайби) γ має вид

$$W_{\alpha\gamma}(s) = \frac{\alpha(s)}{\gamma(s)} = \frac{1}{T_{hd}s(T_m^2s^2 + 2\zeta_m T_m s + 1)}, \quad (2.52)$$

звідки можна отримати передавальну функцію для кутової швидкості валу гідромотора Ω по куту γ

$$W_{\Omega\gamma}(s) = \frac{\Omega(s)}{\gamma(s)} = \frac{s\alpha(s)}{\gamma(s)} = sW_{\alpha\gamma}(s). \quad (2.53)$$

Вочевидь, що наведений математичний опис динамічних характеристик силової частини ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання не є повним, оскільки відсутні рівняння, що зв'язують кут нахилу γ з вхідним керуючим сигналом.

2.3. Математична модель ЕГП обертального руху як ОК

При розробці схемних рішень автоматичних ЕГП ТО для використання переваг об'ємного способу регулювання важливим є правильний вибір системи управління подачі насоса. Аналіз систем різного призначення показує [81, 107, 110], що застосування електрогідравлічних підсилювачів дозволяє в повному обсязі реалізувати функціональні вимоги до обладнання.

Аналогові електрогідравлічні підсилювачі як самостійні пристрої з'явилися у зв'язку із необхідністю створення високоякісних систем керування та знайшли застосування в галузях промисловості, де нові технології вимагали якісно іншого підходу до керування процесами. Електрогідравлічні підсилювачі є сполучною ланкою між малопотужними електричними керуючими пристроями та силовими гідравлічними механізмами [110, 147, 186]. Крім того, електрогідравлічні підсилювачі дають можливість застосовувати мікропроцесорну техніку для керування технологічним обладнанням.

Електрогідравлічні підсилювачі в порівнянні з іншими типами підсилювачів, наприклад електромеханічними, мають ряд переваг: кращими динамічними властивостями, більшою надійністю, простотою конструкції та дуже високими коефіцієнтами підсилення по потужності (понад $3 \cdot 10^6$). Достатньо відзначити, що відношення маси до потужності гідропідсилювача досягає $0,04 \text{ кг/кВт}$, в той час, як в електромеханічних підсилювачах цей показник приблизно 20 кг/кВт , а магнітних - до 70 кг/кВт .

Електрогідравлічні підсилювачі можна використовувати практично з будь-яким типом об'ємної гідравлічної машини. У машинобудуванні досить широко поширені аксіально-поршневі машини, які мають гарні вагові характеристики (при рівній потужності вони в 2-3 рази легше машин інших типів), швидкодію та ін. [81, 186].

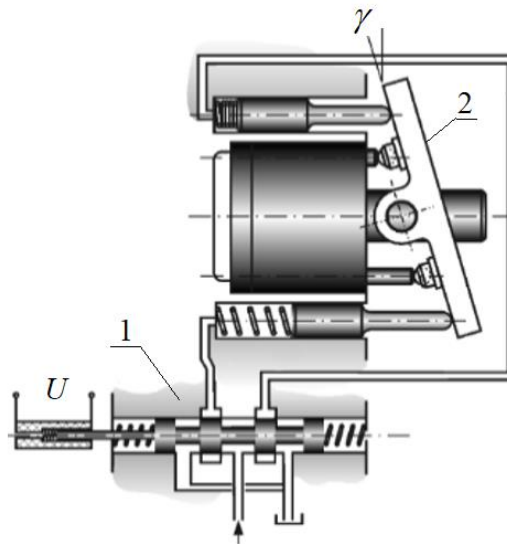


Рис. 2.6. Керування кутом нахилу шайби аксіально-поршневого насоса

Схема регулювання кута нахилу шайби аксіально-поршневого насоса ЕГП представлена на рис. 2.6. Тут використаний однокаскадний електрогідравлічний підсилювач 1, у якого шток пропорційного електромагніту пов'язаний безпосередньо із золотником керуючого дроселюючого гідророзподільника. Чотирьохщільинний дроселюючий гідророзподільник подає рідину до плунжерів, які переміщують похилу шайбу 2 аксіально-поршневого насоса.

Регульовані аксіально-поршневі насоси з похилою шайбою, частіше за все, в номенклатурі серійно випускається гідроапаратури, що випускається серійно, представлені як гідроагрегати із вбудованим ЕГП [107, 110]. З використанням паспортних даних допустимо побудувати динамічну модель другого порядку процесу регулювання кута нахилу шайби насоса γ по керуючій напрузі U

$$T_{2a}^2 \frac{d^2\gamma}{dt^2} + T_{1a} \frac{d\gamma}{dt} + \gamma = k_{\gamma} U, \quad (2.54)$$

де $k_{\gamma U}$ – коефіцієнт передачі, який можна визначити по номінальному керуючому напрузі U_{nom} та номінальному куту нахилу шайби аксіально-поршневого насоса γ_{nom}

$$k_{\gamma U} = \frac{\gamma_{nom}}{U_{nom}}, \quad (2.55)$$

Постійні часу T_{2a} , T_{1a} відповідно до виразу (2.7) визначаємо за частотами здвигов по фазі на -45° і -90° :

$$T_{2a} = \frac{1}{2\pi\nu_2}; \quad T_{1a} = \frac{1}{2\pi\nu_1} - \frac{2\pi\nu_1}{(2\pi\nu_2)^2}, \quad (2.56)$$

Даний підхід до побудови динамічної моделі автоматичного керування кутом нахилу шайби аксіально-поршневого насоса цілком можна застосувати і в разі використання ЕГП як самостійного пристрою, які в номенклатурі гідроапаратури, що випускається серійно, представлені як дроселюючі гідророзподільники або розподільники з пропорційним управлінням [4, 6].

Слід зазначити, що регулювання подачі насоса може здійснюватися не тільки зміною кута нахилу шайби, а й іншими способами, наприклад, зміною кута нахилу блоку циліндрів. Неважко переконатися, що і в даному випадку динамічна модель процесу регулювання кута нахилу люльки блоку циліндрів матиме подібний вид.

Таким чином, передавальна функція процесу регулювання кута нахилу шайби (блоку циліндрів) відповідно до (2.54) має вигляд

$$W_{rp}(s) = \frac{k_{\gamma U}}{T_{2a}^2 s^2 + T_{1a} s + 1}. \quad (2.57)$$

Як показали подальші експериментальні дослідження, а також аналіз

характеристик ЕГП, що використовуються в регульованих насосах, передавальну функцію процесу регулювання робочого об'єму насоса можна розглядати як аперіодичну ланку першого порядку

$$W_{rp}(s) = \frac{k_{\gamma U}}{T_{rp}s + 1}, \quad (2.58)$$

де T_{rp} – постійна часу процесу регулювання

$$T_{rp} = \frac{1}{2\pi\nu_1}. \quad (2.59)$$

У п. 2.2 отримана передавальна функція (2.52) силової частини ЕГП об'ємного регулювання для кута повороту валу гідромотора α по куту нахилу блоку циліндрів (або шайби) γ

$$W_{\alpha\gamma}(s) = \frac{\alpha(s)}{\gamma(s)} = \frac{1}{T_{hd}s(T_m^2s^2 + 2\zeta_m T_m s + 1)}, \quad (2.60)$$

яку для побудови математичної моделі ЕГП ТО оберտального руху та об'ємного регулювання як ОК перепишемо у вигляді

$$\begin{aligned} W_{\alpha\gamma}(s) &= \frac{\alpha(s)}{\gamma(s)} = \frac{\alpha(s)}{\Omega(s)} \frac{\Omega(s)}{\gamma(s)} = \\ &= \frac{1}{s} W_{pd}(s) = \frac{k_{\Omega\gamma}}{s(T_m^2s^2 + 2\zeta_m T_m s + 1)}, \end{aligned} \quad (2.61)$$

де $W_{pd}(s)$ – введена в розгляд передавальна функція силової частини приводу (по суті це передавальна функція для кутової швидкості валу гідромотора Ω

по куту γ)

$$W_{pd}(s) = \frac{\Omega(s)}{\gamma(s)} = \frac{k_{\Omega\gamma}}{T_m^2 s^2 + 2\zeta_m T_m s + 1}, \quad (2.62)$$

де $k_{\Omega\gamma}$ – коефіцієнт передачі силової частини приводу.

Порівнюючи (2.60) і (2.61) та приймаючи до уваги (2.47) маємо

$$k_{\Omega\gamma} = \frac{1}{T_{hd}} = \frac{2\pi k_{Q\gamma}}{q_m}. \quad (2.63)$$

Відзначимо наступне. Кутова швидкість обертання валу гідромотора, в загальному випадку, визначається не тільки робочим об'ємом насоса, але і величиною навантажувального моменту M на валу двигуна. Ступінь впливу встановлюється для конкретного приводу, причому, збільшення навантажувального моменту однозначно призводить до зменшення кутової швидкості обертання, що в лінійному наближенні може бути відображено передавальною функцією

$$W_{\Omega M}(s) = \frac{\Omega(s)}{M(s)} = -k_{\Omega M}, \quad (2.64)$$

де $k_{\Omega M}$ – коефіцієнт передачі для кутової швидкості обертання по навантажувальному моменту, величина якого можна оцінити по статичним характеристикам об'ємного гідравлічного приводу [91, 117].

Таким чином, враховуючи принцип суперпозиції

$$\Omega(s) = W_{cn}(s)\gamma(s) + W_{\Omega M}(s)M(s), \quad (2.65)$$

математичну модель ЕПП ТО обертального руху та об'ємного регулювання як ОК можна представити структурною схемою, наведеною на рис. 2.7.

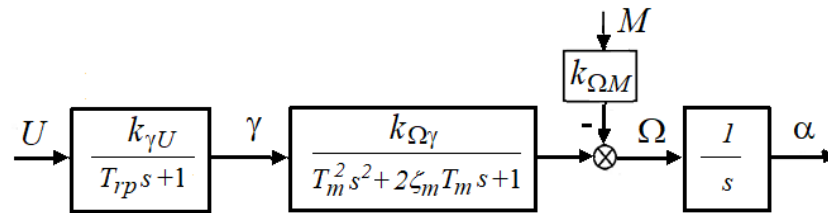


Рис. 2.7. Структурна схема математичної моделі

Розрахунок динамічних характеристик приводу з використанням спеціально розробленого програмного забезпечення в середовищі пакету програм MATLAB, а також проведені експериментальні дослідження (див. розділ 3) показав, що для реальних приводів ТО передавальну функцію силової частини приводу (9) допустимо спрощено розглядати як аперіодичну ланку першого порядку

$$W_{pd}(s) = \frac{k_{\Omega \gamma}}{T_{pd} s + 1}, \quad (2.66)$$

де T_{pd} – постійна часу силової частини приводу, значення якої можна визначити згідно з теоретичними залежностями (2.48), (2.49)

$$T_{pd} \approx 2\zeta_m T_m, \quad (2.67)$$

а також на основі експериментальної оцінки динамічних характеристик приводу [34, 127, 180].

В цьому випадку математичну модель ЕГП обертального руху ТО об'єкту регулювання як ОК можна представити структурною схемою, наведеною на рис. 2.8.

Для використання розроблених математичних моделей в подальших дослідженнях з покращення експлуатаційних характеристик ТО удосконаленням ЕГП потрібна експериментальна перевірка їх адекватності.

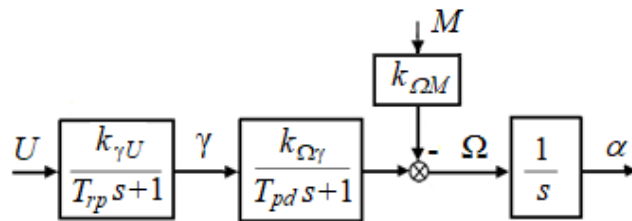


Рис. 2.8. Структурна схема математичної моделі приводу як ОК

Висновки до розділу 2

1. Удосконалено математичну модель для дослідження робочих процесів в автоматичному ЕГП дросельного регулювання використанням технічних даних базових пристроїв, що забезпечує уточнення розрахунків характеристик приводу ТО.

2. Дістала подальшого розвитку математична модель ЕГП оберտального руху та об'ємного регулювання урахуванням динамічних властивостей електрогідравлічного підсилювача.

3. Побудовано математичну модель математичну модель ЕГП оберտального руху як ОК, що взята за основу для розробки САК приводом ТО.

4. Для використання розроблених математичних моделей в подальших дослідженнях з покращення експлуатаційних характеристик ТО удосконаленням ЕГП потрібна експериментальна перевірка їх адекватності.

5. Результати проведених досліджень по даному розділу опубліковані в роботах [9, 10, 115, 118, 129, 130, 179, 180, 181].

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

В даному розділі роботи вирішувалася задача експериментальної перевірки адекватності удосконалених математичних моделей статичних й динамічних характеристик ЕГП ТО, їх елементів та пристроїв, а також задача експериментальної оцінки енергетичної ефективності методів регулювання гідроприводу.

3.1. Стенд експериментальних досліджень та контрольно-вимірвальна апаратура

Дослідження показників та характеристик процесів регулювання швидкості обертального руху вихідної ланки об'ємного гідроприводу проводилися на експериментальному стенді [126-128], гідравлічна схема якого показана на рис. 3.1.

Експериментальний стенд складається з наступних вузлів:

1. Насосна установка, що включає насос H , приводний електродвигун, датчик частоти обертання, запобіжний клапан $K31$ та динамометр.
2. Установка гідромотора M та гідрогальма $ГГ$ з датчиком частоти обертання та динамометром.
3. Пульт управління $ПУ$, на якому встановлені дроселі $ДР1$, $ДР2$, $ДР3$, регулятор потоку $РП$, фільтр $Ф3$, манометри $МН1$, $МН2$, $МН3$, панелі датчиків частот обертання та імпульсів електромережі, ін.
4. Допоміжна насосна станція типу $Г48-32$.
5. Система трубопроводів.
6. Система електроживлення та управління.

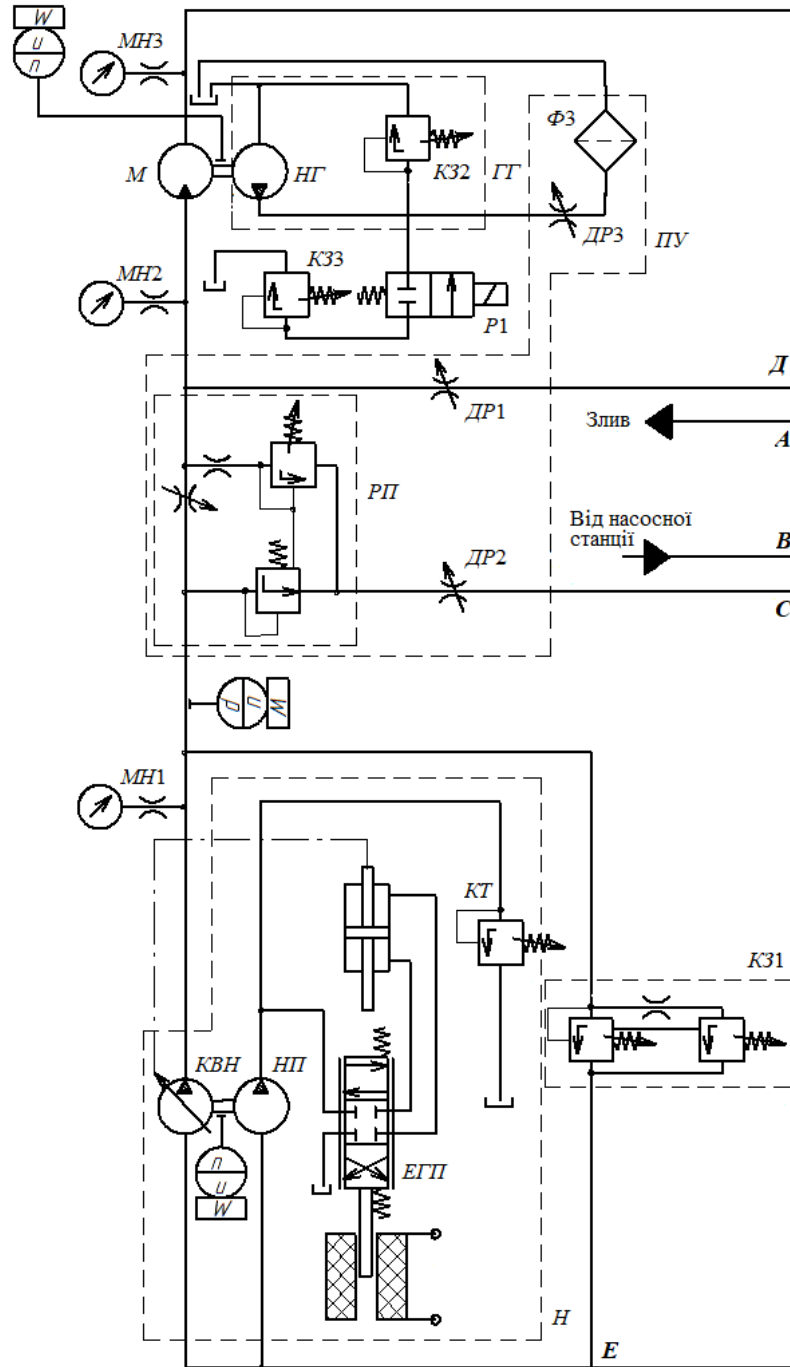


Рис. 3.1. Гідравлічна схема експериментального стенду

Стенд має два гідравлічні контури: контур гідроприводу, що досліджується, із замкнутою циркуляцією рідини та контур гідрогальма з розімкнутою циркуляцією рідини.

Основний контур включає: насос *H* (типу *НАС 0,04/20* з найбільшим робочим об'ємом 0,04 л), гідромотор *M* (типу *ПМ №2,5А* з робочим об'ємом 0,0317 л), дроселі *ДР1* та *ДР2* (типу *Г77 -1*), регулятор потоку *РП* (типу *Г55-1*), запобіжний клапан *К31* (типу *Г52-1*) та систему трубопроводів, що зв'язують ці вузли [127].

Встановлений на стенді регульований аксіально-поршневий насос *H* включає: качаючий вузол насоса *КВН*, електрогідравлічний підсилювач (*ЕГП*) *4WRE6* серія 10, допоміжний пластинчастий насос *НП* для живлення *ЕГП*, клапан тиску *КТ* допоміжного насоса.

При переміщенні золотника *ЕГП* в будь-яке положення в межах його ходу поршень гідроциліндра відстежує це переміщення та змінює положення регулюючого органу (шайби) качаючого вузла насоса *КВН*, а значить, робочий об'єм насоса, тобто його подачу.

Частота обертання валу насоса гідромотора *M* може регулюватися:

1. Об'ємним способом - зміною положення регулюючого органу (шайби) насоса *H*, а, отже, його подачі за допомогою *ЕГП*.

2. Дросельним способом - за допомогою дроселя *ДР2*, встановленого паралельно гідромотору *M*; дроселя на вході в гідромотор *M* (використовується дросель регулятора потоку *РП*).

При об'ємному способі регулювання частоти обертання валу гідромотора *M* рідина від качаючого вузла насоса *КВН* надходить в гідромотор *M* і далі проходить по системі низького тиску на вхід качаючого вузла насоса *КВН*. Дроселі *ДР1* та *ДР2* повинні бути закриті, а дросель регулятора потоку *РП* повністю відкритий, що виключає додаткові об'ємні та гідравлічні втрати в гідроприводі.

При дросельному способі регулювання рідина від качаючого вузла насоса *КВН* йде через гідромотор *M* та переливається паралельно через дросель *ДР2* або золотник регулятора потоку *РП* і дросель *ДР1*, або запобіжний клапан *КП1*, в залежності від режиму випробувань (відповідно при регулюванні

дроселем $ДР2$, регулятором потоку $РП$ або дроселем регулятора $РП$ як простим дроселем, встановленим послідовно з гідромотором $М$). Далі потоки складаються в вузлах $Д$, $С$ та $Е$.

Для живлення основного контуру охолодженою профільтрованою робочою рідиною служила допоміжна насосна станція $Г-48-32$ (рис. 3.2), що не показана на гідравлічній схемі експериментального стенду. З основної магістралі (вузол $А$) частина робочої рідини йде на злив, а по напірному трубопроводу допоміжної насосної станції в вузол $В$ основної магістралі подається відфільтрована та охолоджена рідина замість рідини, що зливається з вузла $А$, та витоків. Тиск в основній системі на вході насоса $Н$ регулювався запобіжним клапаном допоміжної насосної станції.



Рис. 3.2. Допоміжна насосна станція $Г-48-32$

Вал гідромотора $М$ навантажувався гідрогальмами $ГГ$ (гідромашина типу $ПМ$ № 5, що працює в режимі насоса). У контурі гідрогальма був дросель $ДР3$ (типу $Г77-1$) для регулювання навантаження, фільтр $Ф3$ (типу $Г41$), запобіжний клапан $К32$ та бак $БГ$.

Для визначення крутних моментів при статичних випробуваннях на вході та виході гідроприводу (на валу насоса та мотора) статори електродвигуна та гідروгальма були встановлені в парах кочення і утримувалися від повороту важелями, з'єднаними з динамометрами (рис. 3.3). За показаннями динамометрів можна було розраховувати зазначені моменти.

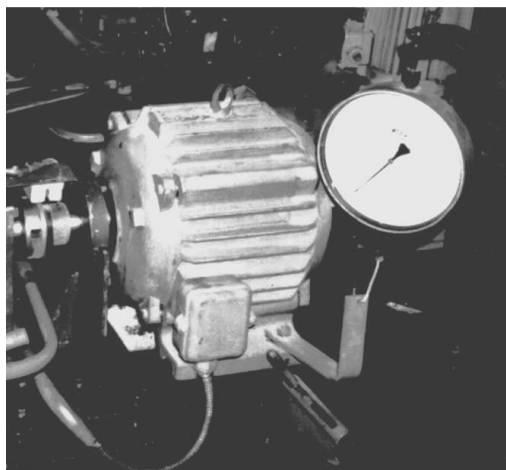
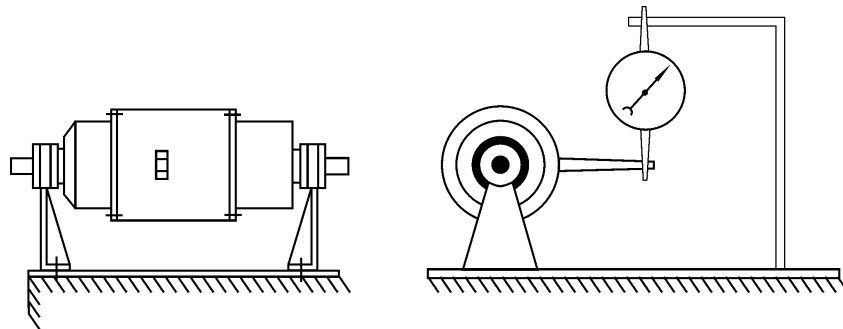


Рис. 3.3. Схема визначення крутного моменту при статичних випробуваннях гідравлічного приводу

Крім того, на стенді передбачалася можливість вимірювання манометрами $MН1$, $MН2$, $MН3$ тисків на вході насоса H , вході та виході гідромотора M , а також ртутним термометром температури робочої рідини на вході в насос [126-128].

Склад контрольно-вимірювальної та реєструючої апаратури визначався тими параметрами, які необхідно було вимірювати для розрахунку статичних та динамічних характеристик окремих елементів і гідравлічного приводу в цілому [127].

Під час статичного випробування вимірювалися:

Ω_n, Ω – кутова швидкість обертання валів насоса і мотора;

M_n, M_m – крутні моменти на валу насоса і мотора;

p_n, p_c – тиски в лініях нагнітання та зливу.

Як вказувалося, вище, крутний момент на валу гідрогальма та насоса визначався за допомогою динамометрів. Значення моменту становило

$$M = F_\delta l, \quad (3.1)$$

де F_δ – показання динамометра;

l - плече важеля.

На стенді використані динамометри марки ДПУ-0,02-2, що забезпечило похибку вимірювання моменту з погрішністю не більше 2%.

Тиски в системі вимірювалися манометрами типу МН класу точності 0,5, підключеними до трубопроводу через демпфери.

Метод вимірювання переміщень при динамічних випробуваннях залежить від їх абсолютних значень [25, 100]. Враховуючи, що в процесі експериментів вимірювалося переміщення похилого диска (шайби) насоса, величина якого складала 0...40 мм, використовувався індуктивний датчик переміщення І-50 (рис. 3.4). Шток 2 індуктивного датчика 1 жорстко був зв'язаний з похилим диском (шайбою) 3. Попередня статична тарировка дозволила знизити погрішність вимірювання до 1%.

Частота обертання валів мотора і насоса вимірювалася магнітоіндуктивними датчиками типу ІСТ-1. При зміні частоти обертання в межах 60...100% датчик забезпечував точність вимірювання 0,3%.

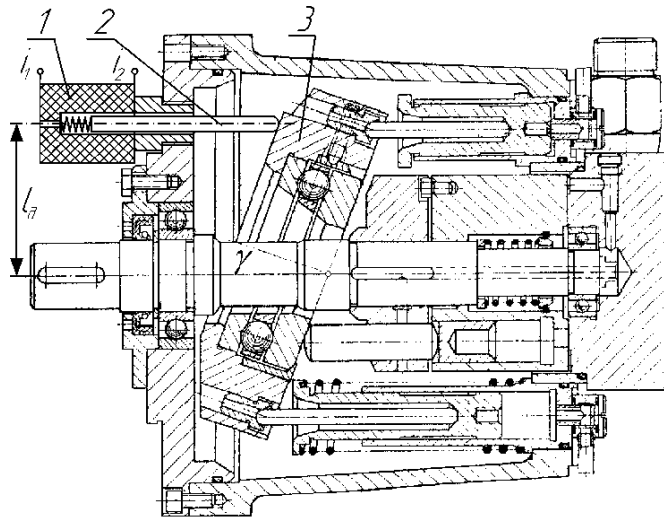


Рис. 3.4. Схема установки датчика переміщення

Таким чином, спроектована та виготовлена експериментальна установка дозволяє провести весь комплекс випробувань для визначення адекватності математичних моделей статичних й динамічних характеристик гідроприводу, а також оцінки ефективності приводу при різних способах регулювання його вихідної ланки.

3.2. Методологія проведення експериментальних досліджень

Визначення ефективності об'ємного способу регулювання швидкості вихідного ланки гідравлічного приводу здійснювалося наступним чином. На експериментальному стенді (рис. 3.1) закривалися дроселі *ДР2* і *ДР3* та повністю відкривався дросель регулятора потоку *РП*. Продуктивність насоса регулювалася електричним сигналом, що подається на *ЕГП*.

Потужність, що споживається, гідравлічного приводу знаходилась по вимірним значенням моменту на валу насоса та кутової швидкості обертання насоса Ω_n

$$N_n = M_n \Omega_n. \quad (3.2)$$

Корисна потужність розраховувалася по значенням моменту на валу гідромотора M_m та кутової швидкості обертання валу гідромотора Ω

$$N_m = M_m \Omega. \quad (3.3)$$

ККД гідравлічної частини приводу визначався як

$$\eta = \frac{N_m}{N_h}. \quad (3.4)$$

В процесі експериментів контролювався рівень тиску в напірній та зливній магістралях манометрами $MН1$ та $MН2$. Процедура повторювалася при різних навантаженнях, які встановлювалися дроселем гідрогальма $ДР3$. Кожен дослід повторювався кілька разів, причому послідовність їх була рандомизованою, щоб уникнути впливу неврахованих факторів.

Дослідження ефективності дросельних способів регулювання (з дроселем на вході та паралельно двигуну) виконувалося наступним чином. У першому випадку дроселі $ДР3$ та $ДР2$ були закриті, і зміна частоти обертання гідродвигуна здійснювалася дроселем регулятора потоку $РП$. У другому випадку дросель регулятора потоку був повністю відкритий, а регулювання здійснювалося дроселем $ДР2$ при повністю закритому $ДР1$. Досліди виконувались при постійній (максимальній) продуктивності насоса. Вимірювалися ті ж параметри та визначалися залежності (3.2-3.4) від безрозмірної кутової швидкості обертання валу гідромотора (тобто від глибини регулювання)

$$\bar{\Omega} = \Omega / \Omega_{\max}, \quad (3.5)$$

де Ω_{\max} – максимальна кутова швидкість обертання.

Динамічні випробування системи регулювання подачі насоса з *ЕГП* здійснювалися подачею ступінчастого електричного сигналу на вхід в електрогідравлічний підсилювач. На осцилографі реєструвалося переміщення похилої шайби насоса. Як і при статичних випробуваннях, досліди проводилися кілька разів у випадковому порядку та при різних тисках живлення насоса (встановлювалися дроселем регулятора потоку *РП* при відкритому дроселі *ДР1*).

Отже, експериментальний установка, а також контрольні-вимірювальна апаратура дозволяли створювати для досліджень змінні вхідні випробувальні сигнали та реєструвати динамічні характеристики приводу.

Одним із завдань, що виникає при проведенні експериментів, є вибір випробувального сигналу [25, 56]. Випробувальний сигнал є складовою компонентною методу дослідження (або методу ідентифікації), тому властивості сигналу визначаються обраним методом з урахуванням заданих вимог до результатів дослідження.

Вимоги до параметрів випробувальних сигналів виражаються у вимозі до їх часових та частотних (спектральних) властивостей. Для більшості випадків перевага віддається детермінованим випробувальним сигналам, які є більш точно відтворюваними при порівнянні з випадковими. Зазвичай, детерміновані випробувальні сигнали мають, як правило, типову форму. Серед типових випробувальних сигналів виділяють три характеристичні: одиничний ступінчастий сигнал; імпульсний сигнал; гармонійний сигнал.

Характеристичні сигнали можна розглядати як граничні для сімейства реальних сигналів при зменшенні (збільшенні) деяких параметрів [4, 26]. Наприклад, одиничний ступінчастий сигнал може бути представлений як межа для сигналу з монотонним наростанням та одиничним сталим значенням, при прагненні до нуля фронту наростання. Іншим наближенням ступінчастого сигналу є сигнал з експоненціальним наростанням.

Аналіз характеристичних сигналів, зазначених вище, з точки зору простоти організації, точності відтворення та спектральних властивостей показав, що для проведених досліджень найбільш підходящим сигналом є ступінчастий [25, 26]. Важливою обставиною є також те, що в цьому випадку середньоквадратична і максимальна похибки перетворення будь-якого монотонного обмеженого сигналу не перевищує відповідних похибок перетворення ступінчастого сигналу. Тому, якщо досліджувана модель нестационарного робочого процесу в ЕГП буде адекватна при випробуваннях на ступінчастий вплив, вона свідомо буде адекватно описувати цей процес і при будь-яких інших монотонних впливах, що мають місце на практиці.

Зрозуміло, що здійснити на практиці ідеальний ступінчастий вплив неможливо. Тому важливо оцінити похибку, викликану відмінністю випробувального впливу від ідеального сигналу. Розрахунки максимальної динамічної похибки показують наступне. Щоб динамічна помилка, яка обумовлена вхідним сигналом, не становила більш 2%, то для цього його тривалість повинна становити менше 0,05 постійної часу досліджуваної ланки.

3.3. Методика обробки дослідних даних

Методика обробки дослідних даних при технічних вимірах достатньо повно викладена в літературі [4, 5, 25, 26, 56, 100].

В загальному випадку, на першому етапі необхідно провести перевірку нормальності розподілу випадкових похибок. Зазвичай постановка задачі така: є група результатів спостережень і висловлюється гіпотеза, що ці спостереження можна вважати реалізаціями випадкової величини з нормальним законом розподілу. Для вирішення цієї задачі в статистиці розроблений ряд критеріїв. Необхідними умовами нормального розподілу розглядаються наступні: погрішності вимірювань приймають безперервний ряд значень; при великій кількості спостережень погрішності однакової величини, але різного

знаку, зустрічаються однаково часто; частота появи похибок зменшується зі збільшенням абсолютної величини похибки. Всі ці умови дотримувалися при проведенні експериментів, тому в гіпотезу про нормальний розподіл погрешностей було прийнято вважати виконаною.

Обробка дослідних даних проводилася в наступному порядку. Найбільш ймовірне середнє арифметичне значення

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, \quad (3.6)$$

де n – число паралельних дослідів (не менше п'яти);

x_i – значення вимірюваної величини в i -му досліді.

Середньоквадратичне відхилення результатів вимірювань

$$S_n = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}. \quad (3.7)$$

Виявлення грубої похибки здійснювалося за допомогою критерію Граббса

$$t_2 = \frac{|x_n - \bar{x}|}{S_n}, \quad (3.8)$$

де x_n – значення, що перевіряється.

Якщо значення критерію Граббса більше табличного, то вимір відкидався і повторно обчислювалися \bar{x} та S_n . Число паралельних дослідів невелике, тому випадкова помилка

$$\Delta x_c = \frac{t_n S_n}{\sqrt{n}}, \quad (3.9)$$

де t_n – критерій Стюдента при числі дослідів n та довірчої ймовірності α (довірча ймовірність приймалася, рівною 0,95).

Сумарна помилка Δx знаходилася в залежності від випадкової та систематичної

$$\Delta x = \sqrt{\left(\frac{t_n S_n}{\sqrt{n}}\right)^2 + \left(\frac{\delta t_\infty}{3}\right)^2}, \quad (3.10)$$

де t_∞ – значення критерію Стюдента при $n \rightarrow \infty$;

δ – систематична погрішність приладу.

У більшості випадків вимірюється не безпосередньо величина, що нас цікавить, а інша, що залежить від неї тим чи іншим чином [4, 26, 56]. Такі вимірювання називаються непрямыми (на відміну від прямих, при яких величина, що визначається, вимірюється безпосередньо). До них в наших дослідях відносились, зокрема, статичні характеристики елементів та пристроїв приводів. У загальному випадку безпосередньо вимірювані величини x_1, x_2, \dots, x_k будемо вважати аргументами, непряму вимірювану величину функцією $y = f(x_1, x_2, \dots, x_k)$. Середнє значення непрямої вимірюваної величини знаходимо як

$$y = f(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_k), \quad (3.11)$$

де $\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_k$ – середньоарифметичні значення безпосередньо вимірюваних величин.

Взагалі кажучи, середнє арифметичне значення можна обчислити і іншим способом – для кожного значення x_i обчислити $y = f(x_1, x_2, \dots, x_k)$, а потім визначити зі співвідношення

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^k y_i}{k}. \quad (3.12)$$

Можна показати, що якщо погрішності вимірювання малі в порівнянні з вимірюваною величиною, то обидва способи дають досить близькі результати, однак другий спосіб більш громіздкий і, крім того, якщо результати вимірювань розподілені по нормальному закону, то закон розподілу величини y в загальному випадку відрізняється від нормального закону. Тому, для визначення величини середнього арифметичного в роботі використаний перший спосіб.

Враховуючи, що погрішності безпосередньо вимірюваних величин взаємозалежні та малі в порівнянні з вимірюваними величинами, розкладемо функцію $f(x_i)$ в ряд Тейлора. Обмежившись першим членом ряду і, використовуючи закон складання випадкових похибок, можна отримати вираз для визначення величини довірчого інтервалу погрішності непрямої вимірюваної величини

$$\Delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^k \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2}, \quad (3.13)$$

де $\frac{\partial f}{\partial x_i}$ – частинні похідні по всім k змінним $\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_k$.

Мається на увазі, що довірна ймовірність для довірчих інтервалів погрішностей вимірювань одна і та ж, тому довірна ймовірність довірчого інтервалу похибки непрямого вимірювання також дорівнює α .

Границя відносної похибки непрямого вимірювання

$$\Delta \bar{y} = \frac{\Delta y}{y} = \sqrt{\sum_{i=1}^k \left(\frac{1}{f} \frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2}. \quad (3.14)$$

Так як $\frac{1}{f} \frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i = \frac{\partial}{\partial x_i} \ln f \Delta x_i$, то

$$\begin{aligned} \Delta \bar{y} &= \sqrt{\sum_{i=1}^k \left(\frac{\partial}{\partial x_i} \ln f \Delta x_i \right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{\partial}{\partial x_1} \ln f \Delta x_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial x_2} \ln f \Delta x_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial}{\partial x_k} \ln f \Delta x_k \right)^2}. \end{aligned} \quad (3.15)$$

Відносна похибка функції k змінних дорівнює кореню квадратному із суми квадратів частинних диференціалів натуральних логарифмів функції. На практиці для знаходження відносної погрішності спочатку функцію логарифмують, а потім знаходять частинні диференціали кожної із змінних. Таким чином зроблено оцінку погрішності вимірюваних та визначених величин. Чисельні значення погрішностей при статичних випробуваннях наведені в табл. 3.1.

Задача оцінки погрішності динамічних вимірювань відноситься до числа найменш розроблених, тому доцільно [25, 56, 100] зберегти той же підхід, який був вироблений в практиці статичних випробувань. Узагальнений алгоритм оцінки наведено на рис. 3.5. Крім того, в загальному випадку потрібно врахувати погрішність, що вноситься неідеальністю випробувального сигналу. Чисельні значення погрішностей при динамічних випробуваннях наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.1

Значення погрешностей при статичних випробуваннях

№ пп	Величина, що вимірюється	Чисельне значення погрешності
1	Показання динамометрів	0,02
2	Крутні моменти (з урахуванням вимірювання плечей важелів)	0,02
3	Тиски	0,005
4	Переміщення похилого диска	0,01
5	Кутова швидкість валу	0,003
6	Потужність	0,0225
7	ККД, відносна потужність	0,032

Таблиця 3.2

Значення похибок при динамічних випробуваннях

№ пп	Вид погрешності	Чисельне значення
1	Погрешність випробувального сигналу	0,005
2	Погрешність датчика	0,01
3	Погрешність підсилювача	0,01
4	Погрешність осцилографа	0,005
5	Погрешність обробки експериментальних даних	0,01
6	Сумарна погрешність	0,04

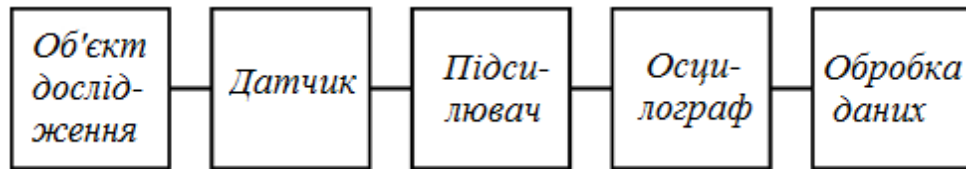


Рис. 3.5. До оцінки похибки при динамічних випробуваннях

3.4. Аналіз результатів експериментальних досліджень, оцінка адекватності математичних моделей

На експериментальному стенді були проведені комплексні дослідження ефективності способів регулювання валу гідромотора. Отримані результати підтвердили висновки, зроблені під час аналізу ефективності різних схем регулювання гідроприводу в п. 1.3. Окремо відзначимо зіставлення об'ємного та дросельного способів регулювання.

На рис. 3.6 наведені залежності ККД від безрозмірної частоти обертання для об'ємного (1) та дросельного (2) способів регулювання. Для дросельного регулювання розглядався випадок установки дроселя також на вході гідромотора. Виконаний аналіз приведених залежностей показав доцільність використання об'ємного регулювання для зменшення енергоємності ТО з ЕПП обертального руху.

При оцінці адекватності удосконалених математичних моделей слід врахувати, що досліджувані експериментальні залежності є випадковими величинами з нормальним законом розподілу. Однією з характеристик цього розподілу є дисперсія відтворюваності, яка повністю визначається сумарною похибкою вимірювання (див. попередній параграф). Припустимо також, що

погрішності фіксування кожного з параметрів в експериментах були значно меншими значень самих параметрів та вели до погрішностей набагато меншими значеннями дисперсії відтворюваності. Це припущення досить строго було дотримано як при статичних, так і динамічних випробуваннях. Тому для перевірки адекватності моделей обраний критерій Фішера [26, 56]

$$F_e = \frac{S_{ad}^2}{S_e^2}, \quad (3.16)$$

що представляє собою відношення дисперсії адекватності до дисперсії відтворюваності.

Дисперсія відтворюваності [5, 56]

$$S_e^2 = \sum_{i=1}^n \frac{S_{ni}^2}{n}, \quad (3.17)$$

де S_{ni}^2 – середньоквадратичне відхилення при вимірюванні i -го результату.

Розсіювання експериментальних точок відносно розрахункових характеризується значенням залишкової дисперсії (дисперсія адекватності) [5, 56]

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum_{i=1}^m (y_i - y_{pi})^2}{m - l - 1}, \quad (3.18)$$

де y_{pi} , y_i – розрахункові та експериментальні значення;

m – число порівнюваних значень;

l – число коефіцієнтів, визначених за дослідними даними.

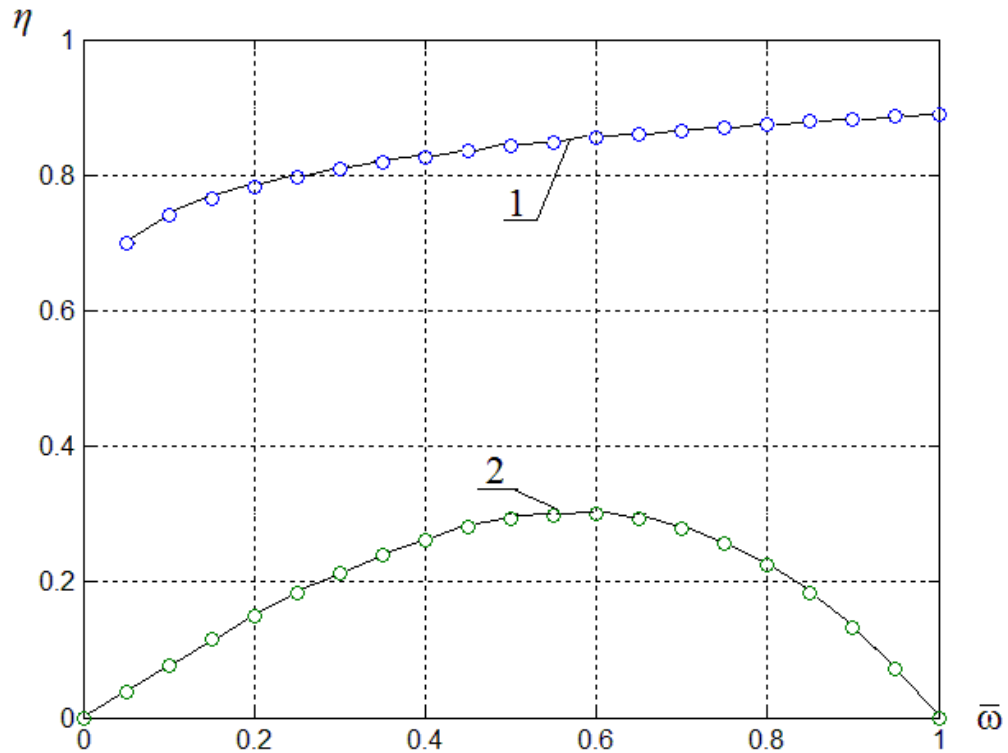


Рис. 3.6. Залежність ККД приводу від глибини регулювання

Теоретична залежність покладається адекватна дослідної, якщо отримане експериментальне значення критерію Фішера менше табличного, обраного за кількістю ступенів свободи чисельника і знаменника, а також довірчої ймовірності α

$$F_e < F_{\text{табл}}. \quad (3.19)$$

У нашому випадку адекватність визначається порівнянням дослідних та розрахункових характеристик приводу, осцилограм та графіків перехідних процесів. Модель не коректувалася за експериментальними даними, тому

$l = 0$. Зазвичай, число точок приймалося не менш 20. Для даних умов значення табличного критерію Фішера дорівнювалось $\approx 1,8$ при величині довірчої імовірності $\vartheta=0,95$.

На рис. 3.7–3.8 зіставлені дослідні й розрахункові перехідні процеси при подачі керуючої напруги для блока регулювання насоса та приводу в цілому. Визначені значення експериментального критерію Фішера $\leq 1,3$ не перевершували табличних. Тому розроблені моделі характеристик приводу було прийнято вважати адекватними.

Адекватні математичні моделі слід покласти в основу наступних досліджень з покращення експлуатаційних характеристик ТО удосконаленням ЕГП.

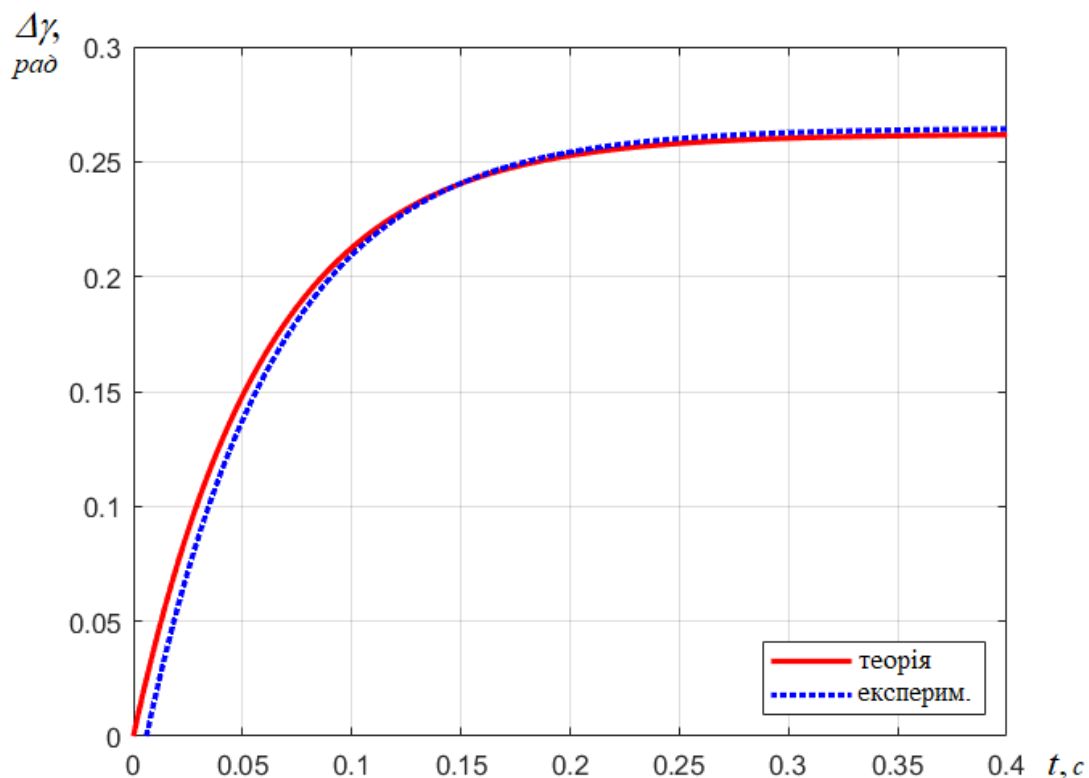


Рис. 3.7. Перехідний процес при подачі керуючої напруги для блока регулювання насоса (зміна нахилу шайби $\Delta\gamma, рад$)

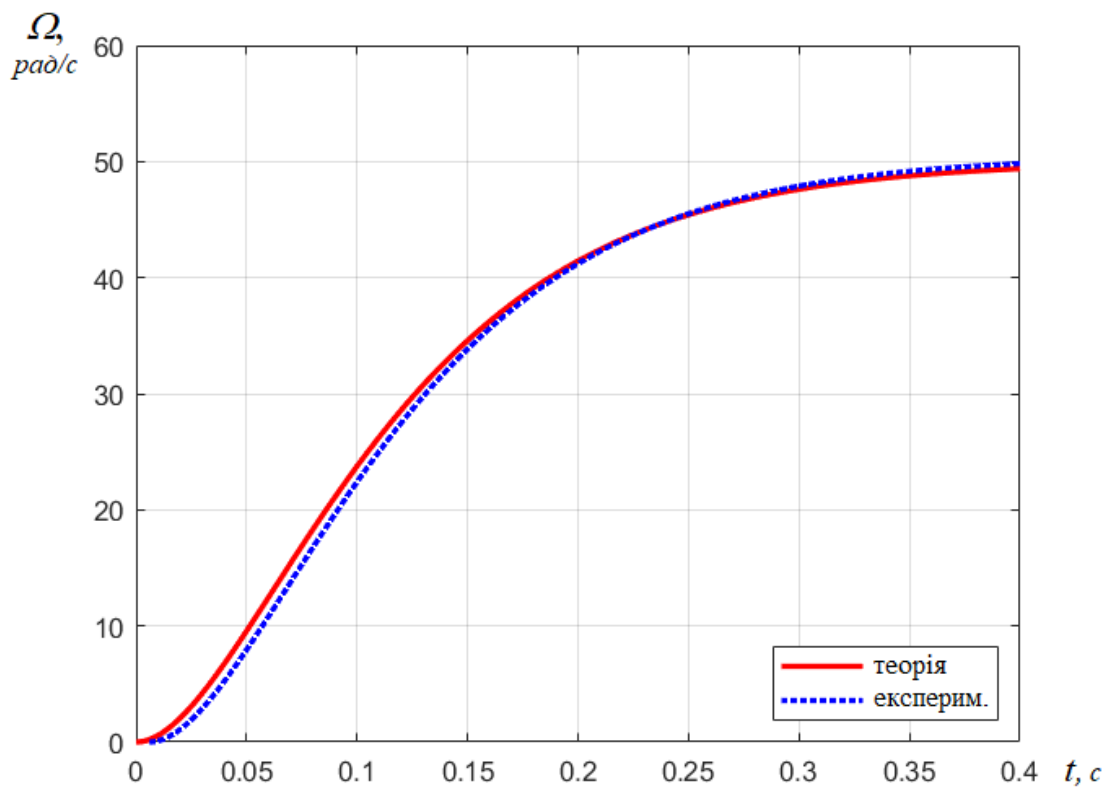


Рис. 3.8. Перехідний процес для приводу в цілому

Висновки до розділу 3

Проведені експериментальні дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

1. Розроблено експериментальний стенд для дослідження статичних й динамічних характеристик гідроприводу, ефективності способів його регулювання.
2. Розроблено методику проведення експерименту та перевірки адекватності удосконалених математичних моделей.
3. Проведено експериментальне дослідження енергетичної ефективності способів регулювання гідроприводу та виконано аналіз залежності ККД

приводу від глибини регулювання швидкості. Показана доцільність використання об'ємного регулювання для зменшення енергоємності ТО з ЕГП обертального руху.

4. Визначені значення експериментального критерію Фішера $\leq 1,3$ не перевершували табличних. Тому розроблені моделі характеристик приводу було прийнято вважати адекватними.

5. Адекватні математичні моделі покладені в основу наступних досліджень з покращення експлуатаційних характеристик ТО удосконаленням ЕГП.

6. Результати експериментальних досліджень опубліковані в роботах [126-128].

РОЗДІЛ 4

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМИ ПРИВОДАМИ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

4.1. Вибір коригуючої ланки для поліпшення якості регулювання автоматичних ЕГП ТО дросельного регулювання

Як було відмічене в розділі 1, питання удосконалення САК ЕГП ТО поступової дії та дросельного регулювання достатньо повно представлені в літературі. Разом з тим, не має обґрунтування вибору найбільш ефективної типової коригуючої ланки для автоматичного приводу ТО, а також рекомендацій по визначенню оптимальних параметрів її налаштувань.

Для виконання наступних досліджень застосовуємо розрахункову схему 2.1. та позначення змінних відповідно до п. 2.1. В роботах В.І. Соколова [116, 175] для відхилень цих змінних від статичних значень представлена лінійна математична модель. На рис. 4.1 наведена структурна схема, що відображає передачу керуючого сигналу відповідно даної моделі.

Слід зауважити, що при отриманні лінійної моделі було зроблено допущення рівності ефективних площин гідроциліндра $F_1=F_2=F$. Також відзначимо наступні параметри приводу на структурній схемі, що введені згідно [175, 119, 178]: k_{eb} – коефіцієнт передачі електронного блоку; T_{cw} – постійна часу обмотки керування; T_c – гідромеханічна постійна часу гідроциліндра; ζ_c – коефіцієнт демпфування гідроциліндра.

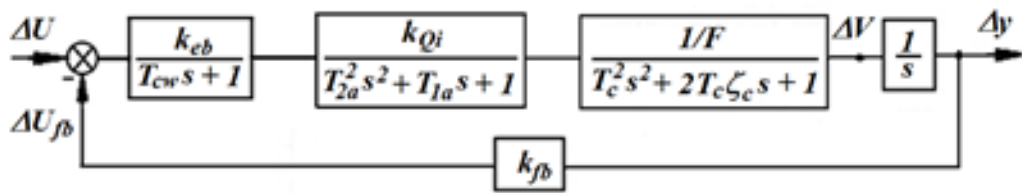


Рис. 4.1. Структурна схема передачі керуючого сигналу

Коригуючі пристрої, що можуть бути використані для автоматичних ЕГП поступової дії та дросельного регулювання, діляться на дві великі групи: гідромеханічні та електричні [33, 81, 92]. Вочевидь, для включення таких пристроїв в структуру приводу необхідно, щоб в ньому були зв'язки з фізичними величинами, які відповідають їм за своєю природою.

Відзначимо гідромеханічні засоби корекції [81, 92]:

1. Введення перетікання робочої рідини між порожнинами гідроциліндра.
2. Забезпечення додаткового зворотного зв'язку шляхом використання пружності опори гідроциліндра.
3. Підключення демпфера до золотника електрогідравлічного підсилювача.
4. Включення додаткових зворотних зв'язків, що створюють сигнали по похідним від тиску в порожнинах гідроциліндра або за похідними від переміщення та швидкості його штока.

Для корегування ЕГП дросельного регулювання за допомогою електричних і електронних пристроїв [33, 88, 90] зазвичай використовують різноманітні допоміжні контури, що складаються з елементів, які мають ємність, індуктивність та активний опір. З'єднання таких елементів дозволяє отримати динамічні ланки з характеристиками, що близькі до характеристик форсуючих та диференціальних ланок першого і другого порядків. Електричні та

електронні коригуючі пристрої включають послідовно в ланцюг основного контуру, а також застосовують для введення додаткових зворотних зв'язків, які формують сигнали по похідним від основних змінних за часом.

Проаналізуємо вищесказане. Розглянемо введення переікання між порожнинами гідроциліндра. При збільшенні витоків та перетоків в гідроциліндрі коливальність автоматичного ЕГП знижується. Але постійні збільшенні витоків та перетікання зменшують точність регулювання в сталому режимі роботи. Тому, в ЕГП дросельного регулювання необхідно застосовувати коригуючий пристрій, що працює за принципом динамічних перетоків рідини. Такий пристрій створює перетікання рідини в перехідному процесі та припиняє їх в сталому режимі роботи.

Що стосується створення додаткових зворотних зв'язків. Оскільки однією з основних задач корегування приводу є зниження коливальності, тобто підвищення запасу стійкості ЕГП із збереженням допустимої швидкісної погрішності регулювання, то додатковий зворотній зв'язок не повинен реагувати на сталу швидкість вихідної ланки. Її від'ємний сигнал повинен бути пропорційний другій похідній від переміщення поршня гідроциліндра, тобто його прискоренню. Тільки в даному випадку можна досягти зменшення коливальності приводу.

Засоби корекції, що засновані на використанні електричних та електронних пристроїв, досить просто реалізувати. Такі пристрої особливо доцільні в тих випадках, коли слід виправити характеристики вже виготовленого ЕГП або приводу, що збирається зі стандартних модулів. Також, дані пристрої можна встановлювати, як в прямому шляху контуру керування, так і в головному зворотному зв'язку. Разом з тим, електричні та електронні пристрої не завжди забезпечують потрібну надійність роботи приводу, і, крім того, вони можуть сприяти появі перешкод, що деформують сформовані в основному контурі сигнали керування. Відмічені недоліки електричних та еле-

ктронних коригуючих пристроїв в меншій мірі проявляються при застосуванні гідромеханічних коригуючих пристроїв. Але оскільки гідромеханічні коригуючі пристрої, частіше за всього, органічно поєднані з конструкцією електрогідравлічного підсилювача або гідроциліндра, тому їх використання повинно бути передбачено заздалегідь при розробці приводу.

Виходячи з вищевикладеного, для підвищення якості регулювання автоматичних ЕГП ТО дросельного регулювання досить зручно застосовувати електричні та електронні коригувальні пристрої. В якості коригуючої ланки слід рекомендувати послідовну установку в ланцюг електромеханічного перетворювача електрогідравлічного підсилювача пропорційно-диференціального регулятора [178].

Передавальна функція ідеального пропорційно-диференціального регулятора

$$W_c^*(s) = Ts + k, \quad (4.1)$$

де T – постійна часу коригуючої ланки;

k – коефіцієнт передачі коригуючої ланки.

Оскільки неможливо реалізувати ідеальну ПД-ланку, для реальної коригуючої ланки будемо розглядати наступну передавальну функцію

$$W_c = \frac{Ts + k}{T_{in}s + 1}, \quad (4.2)$$

де T_{in} – постійна часу, що характеризує інерційність коригуючої ланки.

Структурна схема автоматичного ЕГП з коригуючою ланкою представлена на рис. 4.2.

Моделювання динамічних характеристик ЕГП при визначенні оптимальних значень параметрів налаштувань коригуючої ланки достатньо зручно проводити в пакеті програм MATLAB [64, 170, 172], використовуючи структурну схему (рис. 4.2) в середовищі SIMULINK. Блок-діаграма для моделювання динамічних характеристик приводу з коригуючою ланкою в середовищі SIMULINK наведена на рис. 4.3.

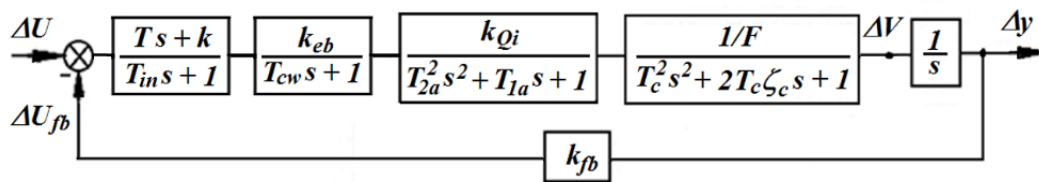


Рис. 4.2. Структурна схема приводу.

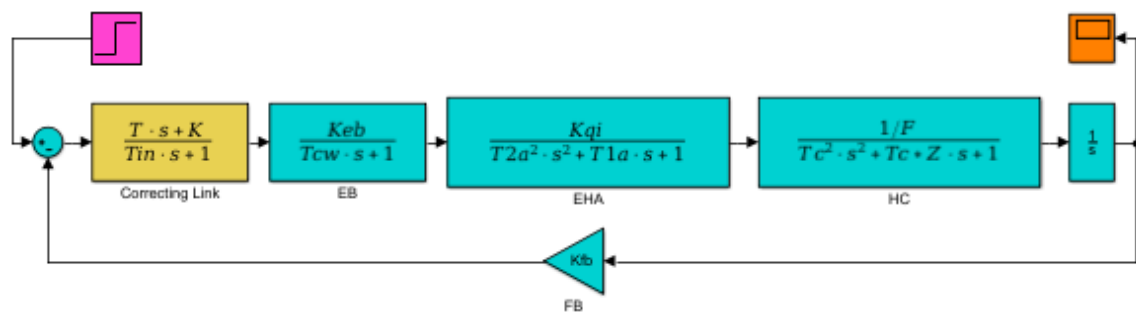


Рис. 4.3. Блок-діаграма у середовищі SIMULINK для моделювання автоматичного ЕГП

Позначення параметрів приводу на блок-діаграмі відповідно до можливостей вбудованого редактора MATLAB практично збігаються з прийнятими на структурній схемі і не потребують додаткових коментарів.

За результатами моделювання показано, що можливо знехтувати інерційністю коригуючої ланки за умови, якщо постійна часу, що характеризує її інерційність, набагато менше (більш, ніж на порядок) мінімального значення постійних часу інших ланок приводу

$$T_{in} \ll T_{\min} . \quad (4.3)$$

4.2. Синтез стохастичної оптимальної САК ЕПП обертального руху та об'ємного регулювання

4.2.1. Функціональні вимоги до параметрів процесів та блок-схема САК ЕП обертального руху та об'ємного регулювання

Принципова гідравлічна схема силової частини ЕПП ТО обертального руху та об'ємного регулювання, опис її дії та математична модель динамічних характеристик детально викладені в розділі 2. Враховуючи також особливості застосування ТО в машинобудівному виробництві, зокрема, при механічній обробці матеріалів, можна сформулювати наступні основні вимоги до параметрів процесів в САК ЕПП ТО обертального руху:

1. Технологічні операції в більшості випадків не допускають перерегулювання по кутовому переміщенню робочого органу $\sigma=0$.
2. Максимальна швидкодія для даних систем забезпечує підвищення точності регулювання, а, отже, критерієм якості регулювання САК може виступити її швидкодія.
3. САК приводом повинна враховувати стохастичні збурюючі впливи та шум спостереження.

Для реалізації довільних законів кутового переміщення інструменту та оброблюваних деталей в ТО для механічної обробки з гідроприводом обертального руху пропонується використовувати САК. На рис. 4.4. приведена блок-схема САК приводом обладнання. Автоматичне керування здійснюється наступним чином [117, 120, 177].

Відзначимо, що у якості вихідної змінної у в загальному випадку приймається кут повороту α WT, що зв'язаний з НМ. В ТО частіше регулюється кутова швидкість Ω валу НМ, що є окремим випадком керування кутом повороту α , а це є загальною та більш складною задачею, яка і розглядається в дисертаційній роботі.

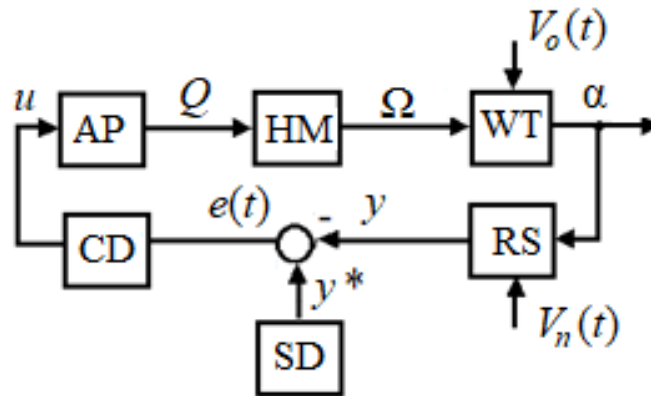


Рис. 4.4. Принципова блок-схема САК приводом ТО:

WT – робочий орган; RS – датчик вихідної змінної; y^* – задана вихідна змінна; y – вихідна змінна; SD – задаючий пристрій; $e(\tau)$ – сигнал розузгодження; CD – пристрій керування; u – керуючий сигнал; HM – гідромотор; AP – регульований насос; Q – витрата, що поступає до гідромотора; Ω – кутова швидкість валу HM; α – кут повороту WT; $V_o(t)$ – стохастичний збурюючий вплив; $V_n(t)$ – шум спостереження

Відповідно до заданого закону зміни кута повороту y^* WT приводу обладнання, який надходить від SD, на вхід HM поступає витрата робочої рідини Q . Відбувається обертальний рух валу HM з кутовою швидкістю Ω та рух WT, що жорстко зв'язаний з валом. Здійснюється поворот WT, кут повороту якого вимірюється датчиком вихідної змінної (RS). Сигнал розузгодження $e(\tau)$ формується як різниця між заданим y^* та дійсним y кутом повороту WT. CD відповідно до сигналу розузгодження $e(\tau)$ формує керуючий сигнал u як електричну напругу, яка поступає на AP. При цьому регулюється робочий об'єм AP, а це приведе до зміни витрати Q , що надходить до HM. При роботі ТО на робочий процес здійснюється стохастичний збурюючий вплив $V_o(t)$, а при вимірі кута повороту WT виникають перешкоди – шум спостереження $V_n(t)$. Тому слід розглядувати задачу оптимального керування ЕГП при неповній інформації про стан САК [45, 122, 123, 177].

Отже, в запропонованому підході до автоматичного керування ЕГП ТО обертального руху та об'ємного регулювання коректування витрати, що надходить до гідродвигуна, здійснюється за прямим параметром (показником) якості регулювання - кутовому переміщенню WT з урахуванням стохастичного збурюючого впливу та шуму спостереження, що покращує експлуатаційні характеристики ТО, поліпшити його динамічні характеристики.

4.2.2. Постановка задачі синтезу стохастичної оптимальної САК

САК ЕГП ТО обертального руху та об'ємного регулювання при стохастичних збурюючих впливах та шумі спостереження повинна забезпечувати задану точність повороту робочого органу з урахуванням змінних параметрів ОК. Поставлена задача може бути досягнута відповідним вибором структури системи керування приводом та параметрів налаштувань регулятора.

Основний збурюючий вплив на САК ЕГП є момент навантаження, основний керуючий вплив на САК - вхідна напруга. Основний параметр для характеристики робочого процесу ЕГП - кут повороту (кутове переміщення) робочого органу [117, 120].

Задача синтезу САК ЕГП ТО при стохастичних збурюючих впливах полягає в наступному.

З урахуванням структурної схеми розвиненої математичної моделі ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання як ОК (рис. 2.7) та отриманих передавальних функцій (2.58) і (2.66) диференціальне рівняння ОК набуде вигляду

$$y \cdot s \cdot (T_{rp}s + 1) \cdot (T_{pd}s + 1) = K_{\gamma U} \cdot K_{\Omega \gamma} \cdot U, \quad (4.4)$$

$$y \cdot (a_0s^3 + a_1s^2 + a_2s + a_3) = b_0 \cdot U, \quad (4.5)$$

$$a_0 y^{(3)} + a_1 y^{(2)} + a_2 y^{(1)} + a_3 y = b_0 \cdot U, \quad (4.6)$$

де $y^{(n)}$ – похідна за часом n -го порядку від вихідної координати ОК (кутового переміщення), $n = 1, 2, 3$;

U – керуючий вплив (рис. 2.7), $U = u$;

a_i, b_k - константи, $i = 0, 1, 2, 3$, $k = 0$.

Неважко перекоонатися, що відповідно до (4.1 - 4.3) константи визначаються за виразами

$$a_0 = T_{rp} T_{pd}; \quad a_1 = T_{rp} + T_{pd}; \quad a_2 = 1; \quad a_3 = 0; \quad (4.7)$$

$$b_0 = K_{\gamma U} K_{\Omega \gamma}. \quad (4.8)$$

Для представлення ОК у просторі станів здійснена заміна змінних:

$$y = x_1; \quad (4.9)$$

$$y^{(1)} = x_2; \quad (4.10)$$

$$y^{(2)} = x_3; \quad (4.11)$$

$$y^{(3)} = -\frac{a_1}{a_0} x_3 - \frac{a_2}{a_0} x_2 - \frac{a_3}{a_0} x_1 + \frac{b_0}{a_0} u. \quad (4.12)$$

Отже, рівняння ОК автоматичного керування у просторі станів з урахуванням збурюючого впливу на САК мають вигляд

$$\dot{x}_1 = x_2 + V_0; \quad (4.13)$$

$$\dot{x}_2 = x_3; \quad (4.14)$$

$$\dot{x}_3 = -\frac{a_1}{a_0} x_3 - \frac{a_2}{a_0} x_2 - \frac{a_3}{a_0} x_1 + \frac{b_0}{a_0} u. \quad (4.15)$$

В матричній формі рівняння представлені як

$$\dot{x} = Ax + Bu + V_0(t); \quad (4.16)$$

$$y = Cx + V_n(t), \quad (4.17)$$

де x – вектор змінних стану ОК;

A – матриця параметрів ОК;

y – вихідна змінна;

u – керуючий сигнал;

B, C – матриці відповідно вхідних та вихідних параметрів;

$V_n(t)$ – білий шум спостереження;

$V_0(t)$ – кольоровий (в загальному випадку) шум ОК.

Кольоровий шум ОК формувався подачею стаціонарного стохастичного сигналу $V(t)$ типу білий шум із заданою $S_V(\omega) = L_V$ спектральною щільністю на вхід формуючого фільтра, що має передавальну функцію

$$W_\phi(s) = \frac{b_0^* s + b_1^*}{a_0^* s^2 + a_1^* s + a_2^*}. \quad (4.18)$$

Матриця параметрів ОК має вигляд

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -\frac{a_3}{a_0} & -\frac{a_2}{a_0} & -\frac{a_1}{a_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -1/T_{np} T_{cn} & -(T_{np} + T_{cn})/T_{np} T_{cn} \end{bmatrix}. \quad (4.19)$$

Матриця вхідних параметрів

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{b_0}{a_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_{\gamma U} k_{\Omega \gamma} / T_{np} T_{cn} \end{bmatrix}. \quad (4.20)$$

Матриця вихідних параметрів має вигляд

$$C = [1 \ 0 \ 0]. \quad (4.21)$$

Перевірка відповідності отриманих рівнянь ОК в просторі станів (4.16-4.17) диференціальному рівнянню ОК (4.6) виконана з використанням пакету програм MATLAB.

Так як основне призначення САК ЕГП ТО - підвищення точності керування кутовим переміщенням робочого органу при дії збурюючих впливів та шумі спостереження, то основною задачею синтезу системи - забезпечення мінімуму результуючої помилки [45, 149, 177]. Крім того, слід врахувати, що будь-яке підвищене, навіть короткочасне, значення керуючої напруги може привести до появи коливальності в системі, що є не приємним з точки зору функціональних вимог, які пред'являються до ТО. Тому, для забезпечення необхідних функціональних вимог необхідно мінімізувати дисперсію керуючого сигналу, а також ввести параметр для обмеження керуючого впливу у вираз для критерія оптимальності керування.

Отже, критерій оптимальності керування прийнятий у виді

$$J = \int_0^t (\tilde{Q}x^2(t) + \tilde{R}u^2(t))dt \rightarrow \min, \quad (4.22)$$

де $x(t)$ – вектор змінних стану ОК як помилка керування;

\tilde{Q} – додатно-визначена матриця для характеристики якості керування;

\tilde{R} – величина, що обмежує керуючу дію.

Оскільки стохастичний збурюючий вплив, прикладений до ОК, діє незалежно до сигналу керування, отже синтез САК ЕПП ТО обертального руху проведено при урахуванні адитивної перешкоди [45, 120, 177].

Отже, рішення задачі синтезу стохастичної оптимальної лінійної системи в умовах неповної інформації про стан у відповідності до методу розподілу розбивається на дві:

- 1) задача синтезу оптимального лінійного спостерігача;
- 2) розробка детермінованого оптимального лінійного регулятора (детермінована задача синтезу лінійної оптимальної системи) [45, 149].

4.2.3. Синтез спостерігача Калмана-Бюсі та оптимального лінійного регулятора

Згідно до задачі синтезу стохастичної оптимальної САК (п. 4.2.2) необхідно знайти незміщену оцінку $\hat{x}(t)$ з використанням вимірюваних значень $x(t)$ на інтервалі часу $[t_0, t]$, що дає мінімальне значення середнього квадрата похибки [39, 45]

$$J = M[(x(t) - \hat{x}(t))^T \cdot (x(t) - \hat{x}(t))] \rightarrow \min. \quad (4.23)$$

Оптимальна незміщена оцінка $\hat{x}(t)$ визначається виразом

$$\hat{x}(t) = A\hat{x} + Bu + K'(y - C\hat{x}), \quad \hat{x}(t_0) = \bar{x}^0, \quad (4.24)$$

де K' - матриця коефіцієнтів підсилення

$$K' = PC^T R_0^{-1}; \quad (4.25)$$

$$\dot{P} = AP + PA^T - PC^T R_0^{-1} CP + Q_0, \quad P(t_0) = P_0, \quad (4.26)$$

P - дисперсійна матриця похибок;

Q_0 - матриця параметрів інтенсивності шуму ОК.

R_0 - матриця параметрів інтенсивності шуму спостереження;

Спостерігач Калмана-Бюсі для системи 3-го порядку представлено структурною схемою на рис. 4.5.

Синтез оптимального спостерігача (визначення коефіцієнтів K'_1, K'_2, K'_3 фільтра Калмана-Бюсі) виконано в пакеті програм MATLAB [64, 170, 172, 182] (Додаток Б).

Вектор коефіцієнтів підсилення K'

$$K' = \begin{bmatrix} 0,006 \\ 0,032 \\ 0,08 \end{bmatrix}. \quad (4.27)$$

Дисперсійна матриця похибок P

$$P = \begin{bmatrix} 0,01 & 0 & 0,0001 \\ 0 & 0,0196 & 0,0004 \\ 0,0001 & 0,0004 & 0,0009 \end{bmatrix}. \quad (4.28)$$

Подальшими дослідженнями САК ЕПП ТО обертального руху та об'ємного регулювання (див. п. 4.3) буде показано, що для діапазону можливих параметрів ОК та збурюючих впливів спостерігач Калмана-Бюсі забезпечує функцію оптимальної фільтрації, потрібну якість керування обладнанням та суттєво зменшує час перехідного процесу в САК ЕПП.

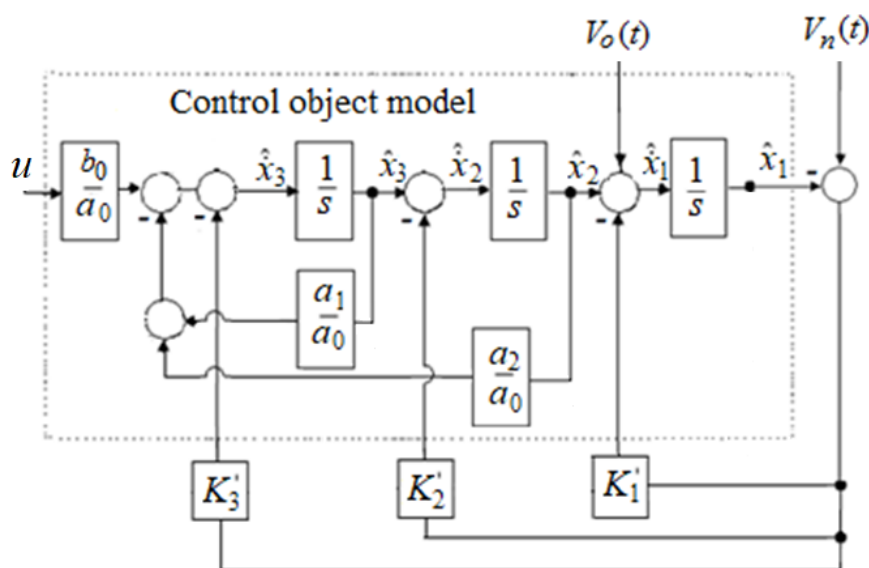


Рис. 4.5. Розгорнута схема спостерігача Калмана-Бюсі

Для розробки лінійного оптимального регулятора ЕПП ТО обертального руху та об'ємного регулювання згідно до поставленої задачі (п. 4.2.2) використано метод динамічного програмування.

Розглянуто функціональне рівняння Белмана [39, 45, 149] у виді:

$$\tilde{Q}x^2(t) + \tilde{R}u^2(t) + \frac{\partial S(x,t)}{\partial x}(Ax(t) + Bu(t)) + \frac{\partial S(x,t)}{\partial t} = 0. \quad (4.29)$$

$$2\tilde{R}u(t) + \frac{\partial S(x,t)}{\partial x}B = 0. \quad (4.30)$$

З рівняння (4.30) встановлено вираз для оптимального керування

$$u = -\frac{1}{2} \tilde{R}^{-1} B^T \left(\frac{\partial S}{\partial x} \right)^T. \quad (4.31)$$

Після підстановки (4.31) в (4.29) отримано рівняння

$$\begin{aligned} & \tilde{Q}x^2 - \frac{1}{4} \tilde{R}^{-1} (B')^2 \left(\frac{\partial S}{\partial x} \right)^2 + \\ & + \frac{\partial S}{\partial x} (A'x - \frac{1}{2} \tilde{R}^{-1} (B')^2 \frac{\partial S}{\partial x}) + \frac{\partial S}{\partial t} = 0. \end{aligned} \quad (4.32)$$

Після перетворення рівняння (4.32) набуло вигляд

$$\tilde{Q}x^2 - \frac{1}{6} \tilde{R}^{-1} (B')^2 \left(\frac{\partial S}{\partial x} \right)^2 + \frac{\partial S}{\partial x} A'x = 0. \quad (4.33)$$

Рішення отриманого рівняння визначено у вигляді квадратичної форми

$$\begin{aligned} S = & d_1 x_1^2 + d_2 x_2^2 + d_3 x_3^2 + \\ & + 2 \cdot (d_4 x_1 x_2 + d_5 x_1 x_3 + d_6 x_2 x_3). \end{aligned} \quad (4.34)$$

Записуємо для функції Беллмана наступні часткові похідні

$$\begin{aligned} \frac{\partial S}{\partial x_1} &= 2(d_1 x_1 + d_4 x_2 + d_5 x_3); \\ \frac{\partial S}{\partial x_2} &= 2(d_2 x_2 + d_4 x_1 + d_6 x_3); \\ \frac{\partial S}{\partial x_3} &= 2(d_3 x_3 + d_5 x_1 + d_6 x_2). \end{aligned} \quad (4.35)$$

Дослідженнями встановлено, що для забезпечення точності обертання робочого органу та мінімізації величини дисперсії вихідної координати ОК позитивно-визначена матриця \tilde{Q} для характеристики якості керування та величина, що обмежує керуючий вплив, повинні складати відповідно [39, 117, 177]

$$\tilde{Q} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (4.36)$$

$$\tilde{R} = 3. \quad (4.37)$$

З урахуванням додатної визначеності функції Беллмана отримано вираз для оптимального керування ЕГП ТО

$$u^* = -(K_1'' x_1 + K_2'' x_2 + K_3'' x_3), \quad (4.38)$$

де K_1'', K_2'', K_3'' - коефіцієнти підсилення оптимального лінійного регулятора, які для значень $a_0=0,0136$; $a_1=0,25$; $a_2=1$; $a_3=0$; $b_0=1,0$ складають

$$K_1'' = 1,0; \quad K_2'' = -0,14; \quad K_3'' = 0,00101. \quad (4.39)$$

Структурна схема стохастичної оптимальної САК представлена на рис. 4.6.

Перевірка встановленого виразу для оптимального керування процесом повороту робочого органу виконана з використанням програми MATLAB

(Додаток В). Відносна нев'язка рішення (похибка обчислень) $rr = 1,5 \cdot 10^{-12}$.

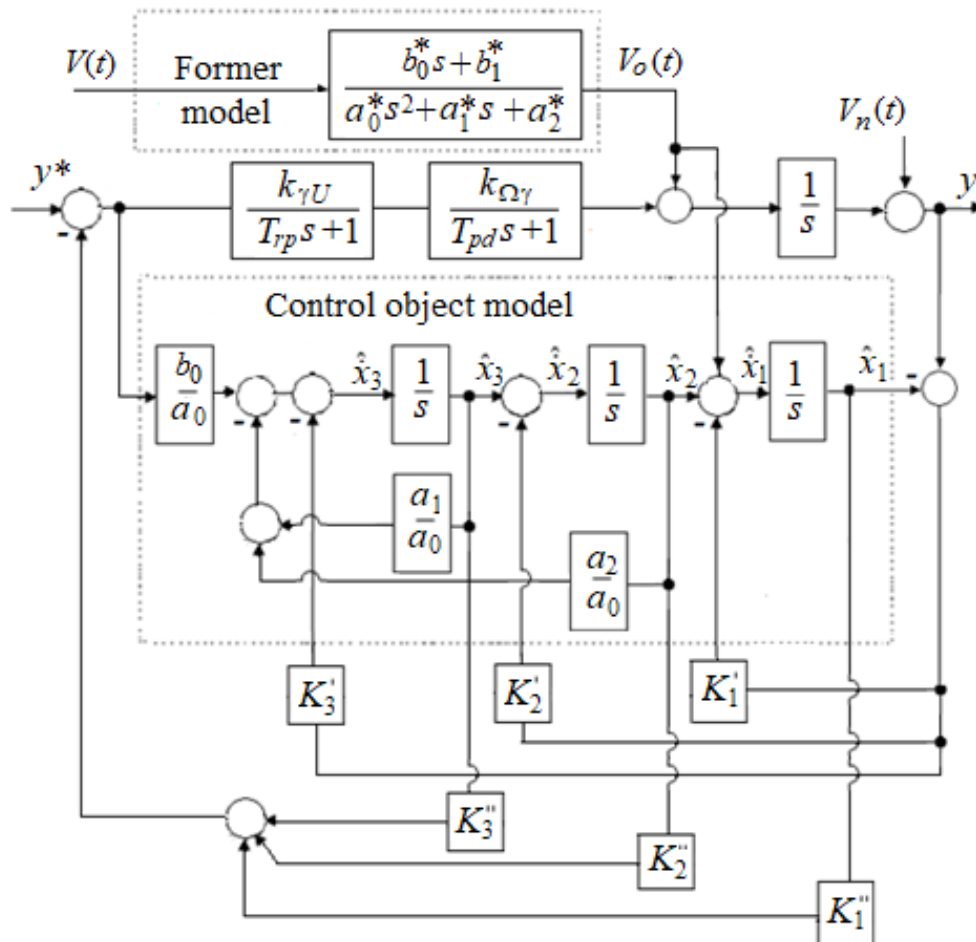


Рис. 4.6. Структурна схема САК

4.3. Дослідження САК ЕПІ ТО

На рис. 4.7 зіставлено перехідні процеси в САК ЕПІ ТО без фільтра Калмана-Бюсі та з використанням фільтра при збурюючому впливі на ОК як більший шум зі спектральною щільністю $S_v(\omega)=1$ та передавальною функцією формувача $W_f(s)=0,02$. Дослідженнями доведено, що для можливих парамет-

рів збурюючих впливів фільтр Калмана-Бюсі забезпечує функцію оптимальної фільтрації, необхідну якість керування приводом обладнанням та зменшення часу перехідного процесу.

Відзначимо, що розглядався привід з аксіально-поршневим регульованим насосом з похилим диском *PVS 90 EP* (максимальний робочий об'єм 89 см^3 , номінальний тиск $22,5 \text{ МПа}$, частота обертів 1500 об/хв). В системі використаний нерегульований аксіально-поршковий гідромотор з похилою шайбою *MFS 52* (робочий об'єм $51,6 \text{ см}^3$, номінальний тиск $22,5 \text{ МПа}$, максимальна частота обертів 3100 об/хв). Параметри приводу визначали значення постійних часу: $T_{rp} = 0,17 \text{ с}$, $T_{pd} = 0,08 \text{ с}$.

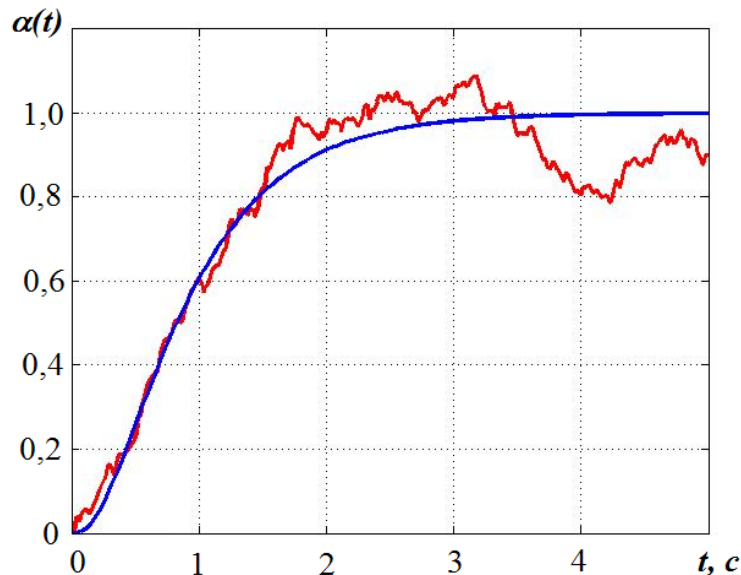


Рис. 4.7. Перехідні процеси при відсутності та наявності фільтра Калмана-Бюсі

Проведено дослідження впливу на перехідний процес в САК параметрів ОК і регулятора. Перехідні процеси для різних значень коефіцієнта передачі k_{yU} для кута нахилу шайби по керуючий напрузі представлені на рис. 4.8, а для різних значень коефіцієнта передачі k_2^* регулятора на рис. 4.9.

Відзначимо наступне. Робочі процеси ТО в багатьох випадках не допускають перерегулювання кутового переміщення робочого органу ЕГП, тобто зміни знаку для його кутової швидкості, що слід враховувати при виборі оптимальних коефіцієнтів передач. Для результатів досліджень, які показані на рис. 4.8, 4.9, рекомендовані значення при виборі коефіцієнтів передач слід обмежити рівняннями $k_{\gamma U} < 1,4$ і $K_2'' > -1,14$, що не буде відповідати максимальній швидкодії приводу.

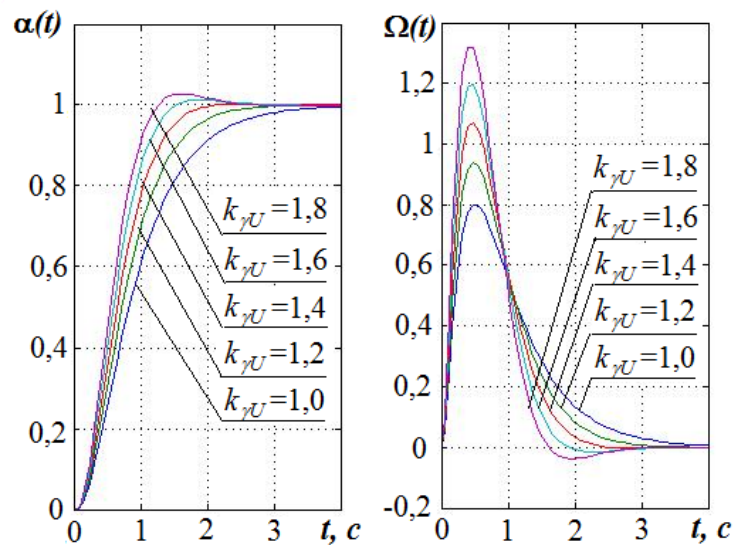


Рис. 4.8. Вплив коефіцієнта передачі $k_{\gamma U}$ на перехідний процес

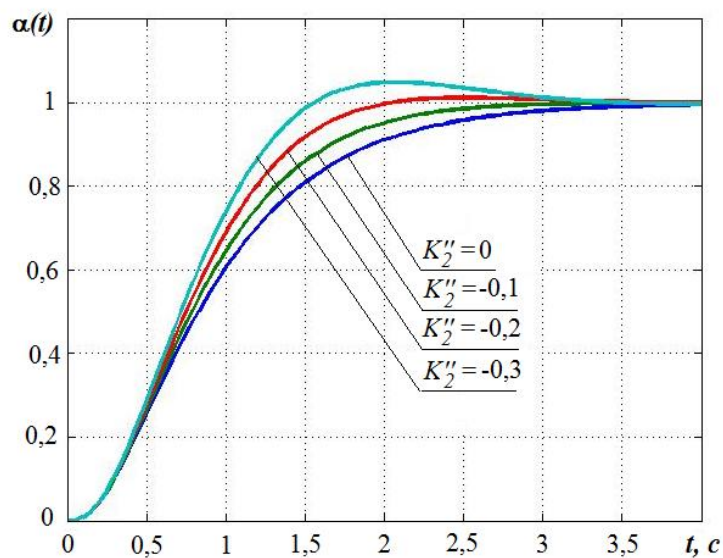


Рис. 4.9. Вплив коефіцієнта передачі K_2'' на перехідний процес

Висновки до розділу 4

За результатами виконаних досліджень зроблені наступні висновки:

1. Для корекції автоматичних ЕГП дросельного регулювання обґрунтовано застосування у ланцюгу електромеханічного перетворювача реальної ПД-ланки, параметри налаштувань якої визначаються відповідно до заданого критерію якості регулювання, що дозволяє підвищити швидкодію приводу та знизити його швидкісну погрішність.

2. Запропонована блок-схема САК ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання, відповідно до якої коректування витрати, що надходить до гідродвигуна, здійснюється за прямим параметром (показником) якості регулювання - кутовому переміщенню робочого органу ЕГП ТО з урахуванням стохастичних збурюючих впливів та шуму спостереження, що дозволяє покращити експлуатаційні характеристики ТО, поліпшити динамічні характеристики його приводів.

3. Синтезовано САК приводом обладнання, яка враховує стохастичні збурюючі впливи як кольоровий шум для ОК та білий шум спостереження. Відповідно до методу розділення розробку оптимальної стохастичної лінійної системи в умовах неповної інформації про стан САК розбито на дві задачі: синтез лінійного оптимального спостерігача та розробка детермінованого оптимального лінійного регулятора. При синтезі лінійного оптимального регулятора застосований метод динамічного програмування.

4. Проведено дослідження динамічних характеристик синтезованої САК. Дослідженнями доведено, що для можливих параметрів збурюючих впливів фільтр Калмана-Бюсі забезпечує функцію оптимальної фільтрації, необхідну якість керування приводом обладнанням та зменшення тривалості перехідного процесу. Проведено дослідження впливу на якість перехідних процесів в САК параметрів ОК і регулятора. За результатами розрахунків на-

дані рекомендації по вибору оптимальних коефіцієнтів передач з урахуванням вимог до робочих процесів ТО.

5. Виконані дослідження показали, що розроблена САК відповідає вимогам до ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання для ТО. Використання запропонованої САК поліпшує динамічні характеристики приводів, розширює функціональні можливості, а також підвищує продуктивність ТО.

6. Результати проведених досліджень опубліковані в роботах [7, 8, 117, 119, 120, 124, 125, 132-134, 177, 178].

РОЗДІЛ 5

ПОКРАЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ З ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМИ ПРИВОДАМИ

5.1. Удосконалення ЕГП ТО

Для удосконалення ЕГП ТО розроблені технічні рішення, на які отримано патенти України, що покращують експлуатаційні характеристики ТО з ЕГП.

Автоматичний гідропривід згідно патенту України № 124757 [2] представлений на рис. 5.2. Привід включає робочий орган (РО) 1, гідромотор 2, механічну передачу (МП) 3, яка сполучає РО 1 з гідромотором 2, насос 4 з регульованим робочим об'ємом (РРО) та гідроапаратуру 5. Привід має ПАР 6 для робочого об'єму насоса (РОН) та ПАР 7 для частоти обертання валу (ЧОВ) двигуна 8 насоса 4.

В удосконаленому приводі досягається як зменшення енергоємності за рахунок зниження потужності, що споживається, так і поліпшення динамічних характеристик завдяки наявності двох незалежних контурів керування витратою насоса 4. Ідеальна витрата насоса 4 $Q=qn$ (q – РОН, n – ЧОВ двигуна 8). Тому, при подачі керуючої напруги U_q на вхід ПАР 6 для РОН 4 змінюється витрата до гідромотора 2, відповідно, швидкість руху РО 1, що сполучений МП 3 з гідромотором 2. Також, зміна швидкості руху РО 1 буде і при подачі керуючої напруги U_n на вхід ПАР 7 ЧОВ двигуна 8 насоса 4. Отже, регулювання витратою насоса здійснюється зміною РОН (керуючий сигнал

U_q) та ЧОВ (керуючий сигнал U_n). В якості ПАР для РОН використано електрогідравлічний слідкуючий привід, а ПАР для ЧОВ застосовано частотний перетворювач, до виходів якого підключені статорні обмотки електродвигуна.

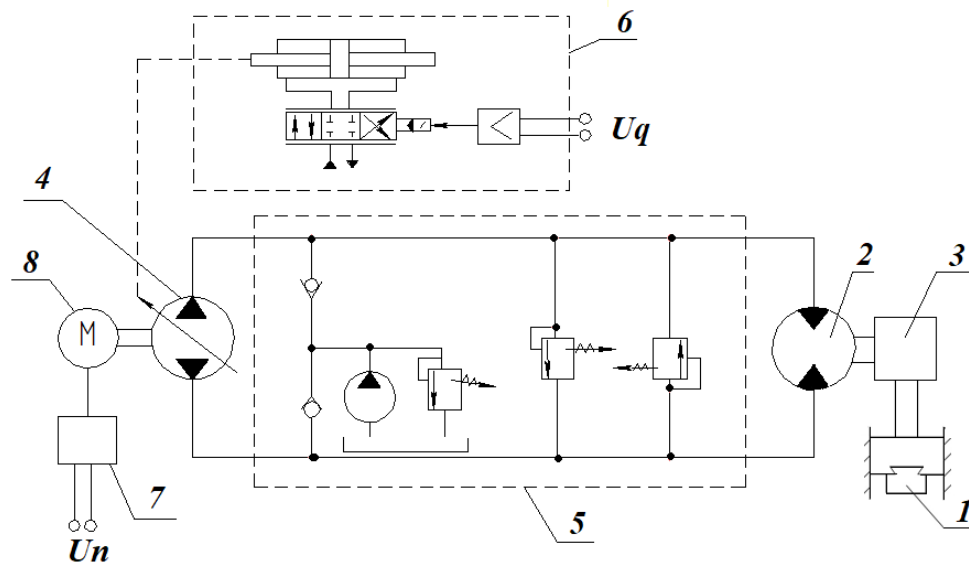


Рис. 5.1. Автоматичний гідропривід (Патент України № 124757)

Автоматичний гідропривід згідно патенту України № 124760 [3] представлений на рис. 5.2. Привід включає РО 1, гідромотор 2, МП 3, яка сполучає РО 1 з гідромотором 2, насос 4 з РОН та гідроапаратуру 5. Привід має датчик 6 переміщень РО 1, 7 - ПАР для РОН 4; стохастичний оптимальний регулятор (СОР) 8. СОР 8 включає детермінований оптимальний регулятор (ДОР) 9, модель ОК 10 і фільтр Калмана-Бюсі 11.

Ідеальна витрата насоса 4 $Q=qn$ (q – РОН, n – ЧОВ двигуна 8). При подачі керуючої напруги U на вхід ПАР 7 для РОН змінюється витрата до гідромотора 2, відповідно, швидкість руху РО 1, що сполучений через МП 3 з гідромотором 2. Переміщення РО 1 вимірюється датчиком 6. Сигнал від датчика 6 подається на вхід СОР 8. Наявність в СОР 8 моделі ОК 10 дозволяє враховувати стохастичні збурюючі впливи, а завдяки фільтру Калмана-Бюсі

11 визначається оцінка вектору змінних стану ОК, на основі чого ДОР 9 формує сигнал керування до ПАР 7 для РОН. В удосконаленому приводі також досягається як зменшення енергоємності, так і поліпшення динамічних характеристик.

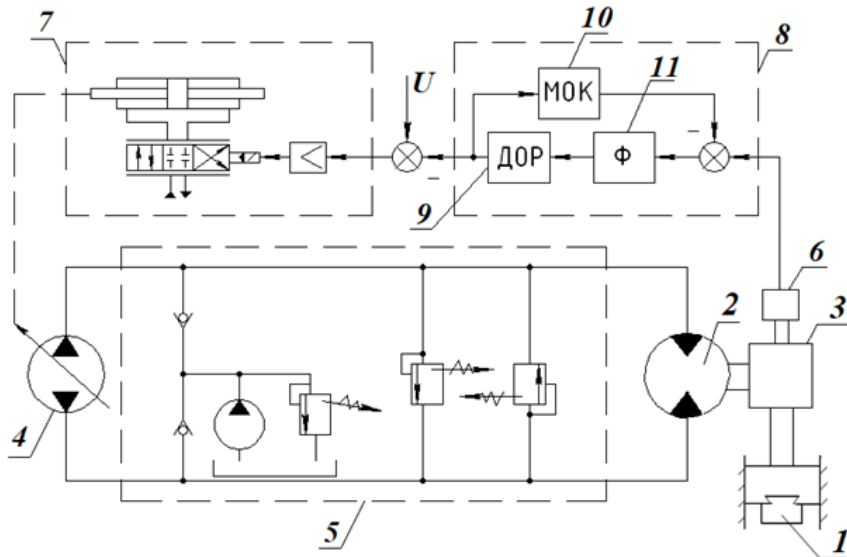


Рис. 5.2. Автоматичний гідропривід (Патент України № 124760)

Автоматичний гідропривід згідно патенту України № 124412 [1] представлений на рис. 5.3. Привід включає РО 1, гідромотор 2, МП 3, яка сполучає РО 1 з гідромотором 2, насос 4 з РРО та гідроапаратуру 5. Привід має датчик 6 переміщень РО 1, ПАР 7 для РОН, ПАР 8 для ЧОВ двигуна 9 насоса 4. В приводі є регулятор 10 для РОН та регулятор 11 для ЧОВ двигуна 9. Вихід регулятора 10 зв'язаний з ПАР 7 для РОН, вихід регулятора 11 зв'язаний з ПАР 8 для ЧОВ двигуна 9. Вихід датчика 6 переміщень РО 1 зв'язаний з регулятором 10 для РОН та регулятором 11 для ЧОВ двигуна 9 насоса 4.

Ідеальна витрата насоса 4 $Q=qn$ (q – РОН, n – ЧОВ двигуна 9). Тому, при подачі керуючого сигналу U_q на вхід ПАР 7 для РОН змінюється витрата до гідромотора 2, відповідно, швидкість руху РО 1, що сполучений через МП 3 з гідромотором 2. Також, зміна швидкості руху РО 1 буде і при подачі керуючого сигналу U_n на вхід ПАР 8 для ЧОВ двигуна 9 насоса 4. Переміщення

РО 1 вимірюється встановленим датчиком 6. Сигнал від датчика 6 подається на регулятор 10 для РОН та регулятор 11 для ЧОВ двигуна 9. Вихід регулятора 10 для РОН зв'язаний з ПАР 7 для РОН, а вихід регулятора 11 для ЧОВ зв'язаний з ПАР 8 для ЧОВ двигуна 9. При автоматичному керуванні сигнал регулятора 10 для РОН порівнюється із сигналом U_q , сигнал регулятора 11 для ЧОВ порівнюється із сигналом U_n . В удосконаленому приводі також досягається як зменшення енергоємності, так і поліпшення динамічних характеристик.

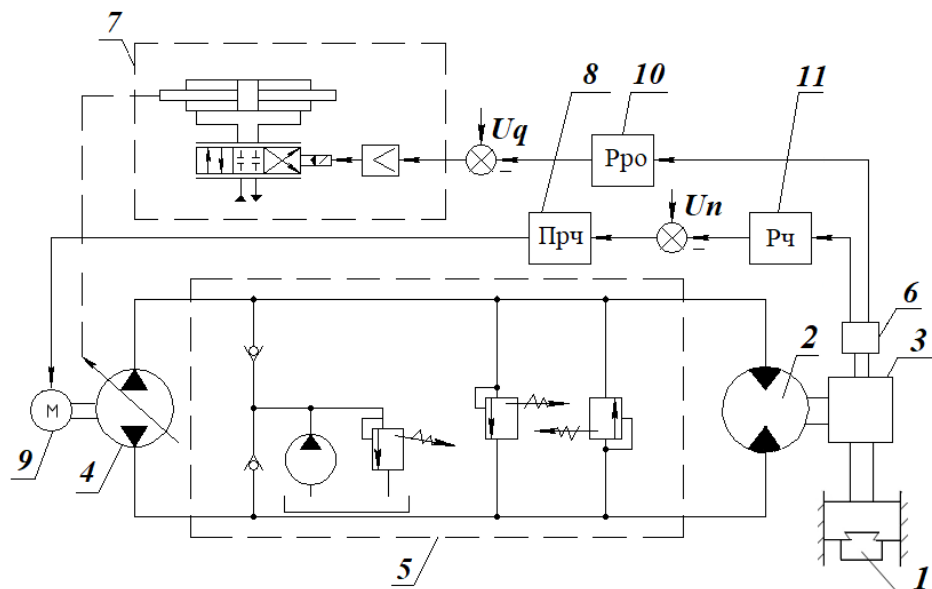


Рис. 5.3. Автоматичний гідропривід (Патент України № 124412)

ЕГП ТО згідно патенту України № 141856 [30] представлений на рис. 5.4. Привід включає РО 1, гідромотор 2 з РРО, МП 3, що сполучає РО 1 з гідромотором 2, насос 4 та гідроапаратуру 5. В ЕГП розташовано ПАР 6 для робочого об'єму гідромотора (РОГ) та ПАР 7 для ЧОВ двигуна 8 насоса 4.

Ідеальна витрата насоса 4 $Q=q_n n_n$, (q_n – РОН, n_n – ЧОВ двигуна 8). Ідеальна ЧОВ гідромотора 2 $n_m=Q/q_m$, (q_m – РОГ). При подачі керуючої напруги U_q на вхід ПАР 6 для РОГ змінюється ЧОВ гідромотора 2, відповідно, швидкість руху РО 1, що сполучний через МП 3 з гідромотором 2.

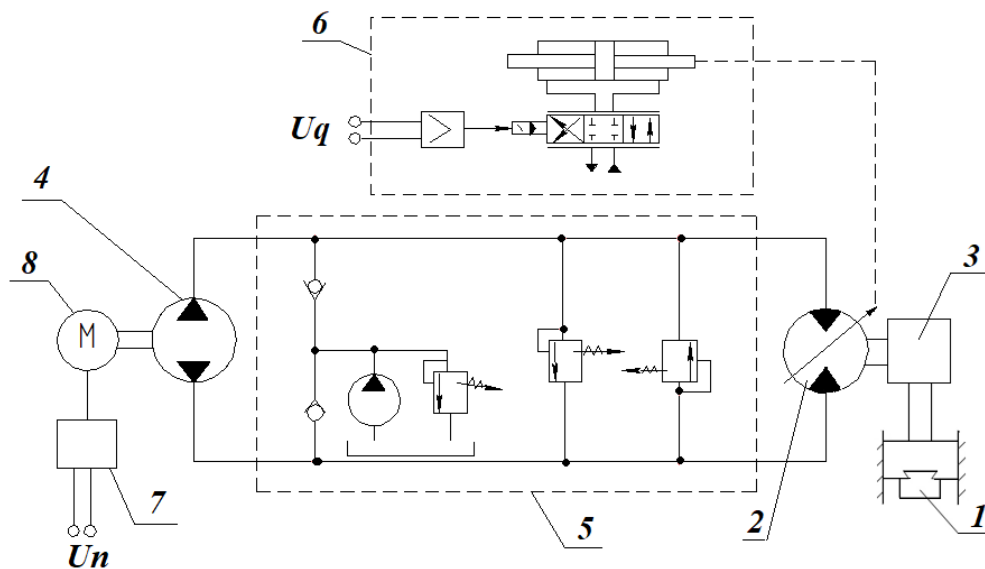


Рис. 5.4. ЕГП ТО (Патент України № 141856)

Зміна швидкості руху РО 1 буде і при подачі керуючої напруги U_n на вхід ПАР 7 для ЧОВ двигуна 8 насоса 4.

ЕГП згідно патенту України № 141855 [29] представлений на рис. 5.5. Привід включає РО 1, гідромотор 2 з РРО, МП 3, що сполучає РО 1 з гідромотором 2, насос 4 та гідроапаратуру 5. В ЕГП розташовано датчик 6 переміщень РО 1, ПАР 7 для РОГ та СОР 8. СОР 8 містить ДОР 9, модель ОК 10 та фільтр Калмана-Бюсі 11.

Ідеальна витрата рідини насоса 4 $Q = q_n n_n$, (q_n – РОН, n_n – ЧОВ двигуна 8). Ідеальна ЧОВ гідромотора 2 $n_m = Q/q_m$, (q_m – РОГ). При подачі керуючої напруги U на вхід ПАР 7 для РОГ змінюється ЧОВ гідромотора 2, а відповідно, і швидкість руху РО 1, що сполучений через МП 3 з гідромотором 2. Переміщення РО 1 вимірюється датчиком 6. Сигнал від датчика 6 подається на вхід СОР 8. Наявність в СОР 8 моделі ОК 10 дозволяє враховувати стохастичні збурюючі впливи, а завдяки фільтру Калмана-Бюсі 11 визначається оцінка вектору змінних стану ОК, на основі чого ДОР 9 формує сигнал керування до ПАР 7 для РОГ.

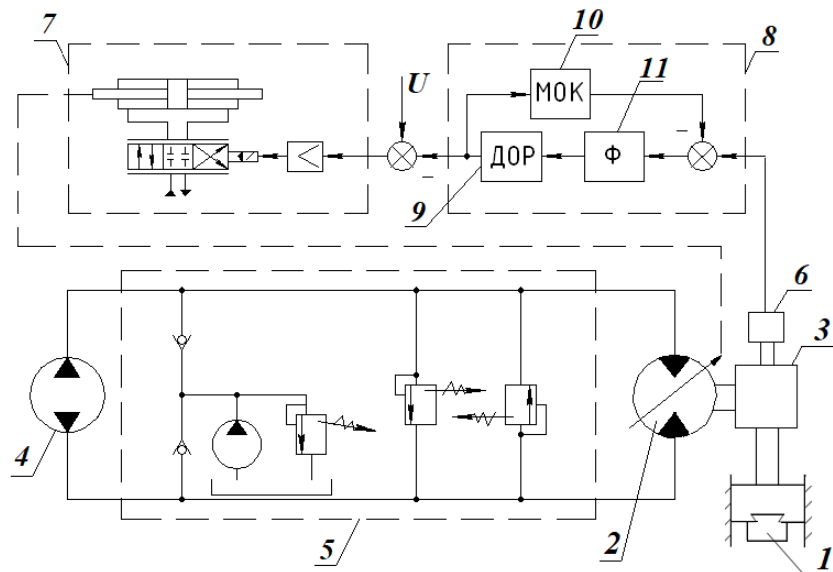


Рис. 5.5. ЕГП ТО (Патент України № 141855)

ЕГП ТО згідно патенту України № 141857 [31] представлений на рис. 5.6. Привід включає РО 1, гідромотор 2 з РРО, МП 3, що сполучає РО 1 гідромотором 2, насос 4 та гідроапаратуру 5. В ЕГП ТО розташовано датчик 6 переміщень РО 1, ПАР 7 для РОГ 2, ПАР 8 для ЧО двигуна 9 насоса 4. В приводі є регулятор 10 для РОГ та регулятор 11 для ЧОВ двигуна 9. Вихід регулятора 10 зв'язаний з ПАР 7 для РОГ, вихід регулятора 11 зв'язаний з ПАР 8 для ЧОВ двигуна 9. Вихід датчика 6 переміщень РО 1 зв'язаний з регулятором 10 для РОГ та регулятором 11 для ЧОВ двигуна 9 насоса 4.

Ідеальна витрата рідини насоса 4 $Q = q_n n_n$, (q_n – РОН, n_n – ЧОВ двигуна 8). Ідеальна ЧОВ гідромотора 2 $n_m = Q/q_m$, (q_m – РОГ). При подачі керуючого сигналу U_q на вхід ПАР 7 для РОГ змінюється витрата до гідромотора 2, відповідно, швидкість руху РО 1, що сполучений через МП 3 з гідромотором 2.

Зміна швидкості руху РО 1 буде і при подачі керуючого сигналу U_n на вхід ПАР 8 ЧОВ двигуна 9 насоса 4. Переміщення РО 1 вимірюється датчиком 6. Сигнал від датчика 6 подається на регулятор 10 для РОГ та регулятор 11 для ЧОВ двигуна 9. Вихід регулятора 10 для РОГ зв'язаний з ПАР 7 для РОГ, а вихід регулятора 11 для ЧОВ зв'язаний з ПАР 8 для ЧОВ двигуна 9.

При автоматичному керуванні сигнал регулятора 10 для РОГ порівнюється із сигналом U_q , сигнал регулятора 11 для ЧОВ порівнюється із сигналом U_n .

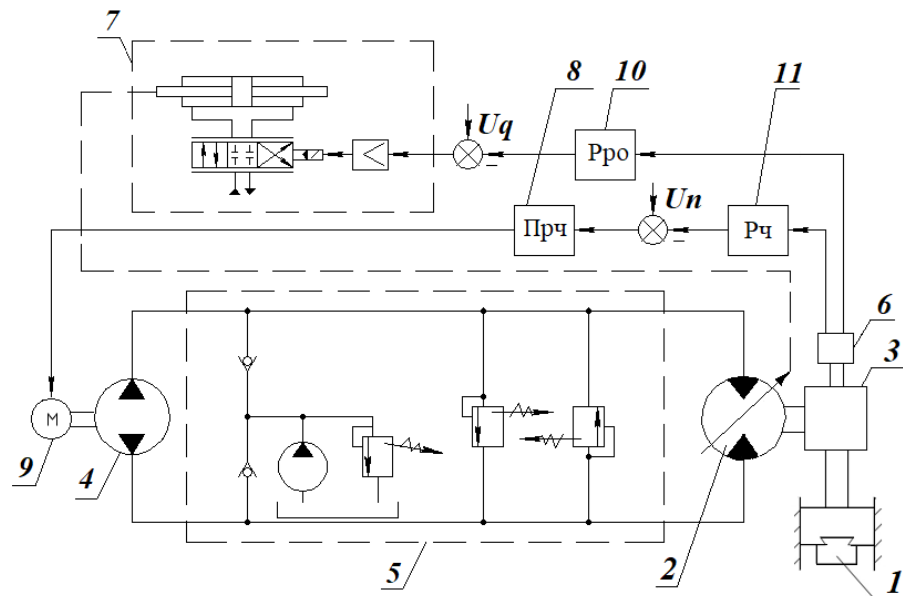


Рис. 5.6. ЕГП ТО (Патент України № 141857)

Використання запропонованих рішень дозволяють покращити експлуатаційні характеристики ТО з ЕГП. Оціночні розрахунки показують можливість зменшення енергоємності обладнання з гідроприводом обертального руху підвищенням ККД приводу понад 20% за рахунок зниження втрат споживаної потужності, які пов'язані з процесом регулювання витрати (відповідно і ЧОВ гідромотора). Застосування САК в даних технічних рішеннях поліпшує динамічні характеристики обладнання та розширює його функціональні можливості.

5.2. Поліпшення характеристик ТО з ЕГП

Використання запропонованої САК поліпшує динамічні характеристики приводів, розширює функціональні можливості й підвищує продуктивність ТО.

Застосування САК в координато-свердильних верстатах з гідроприводом головного руху дає можливість знизити коливальність системи. Використовуючи підходи та методологію Кроля О.С. [58, 158, 164-168] були досліджені динамічні характеристики шпиндельного вузла координато-свердильного верстата 2А-135, що розглянутий у розділі 1 (рис. 1.1, 1.2). При використанні розробленої САК досягнуто зниження коливальності системи більш ніж на 14% (рис. 5.7) - $A'max = (0,86...1,0)A'max$.

Застосування САК дозволяє в обладнанні для пластичного формоутворення конструкцій і деталей розширити номенклатуру виробів та скоротити операційний час.

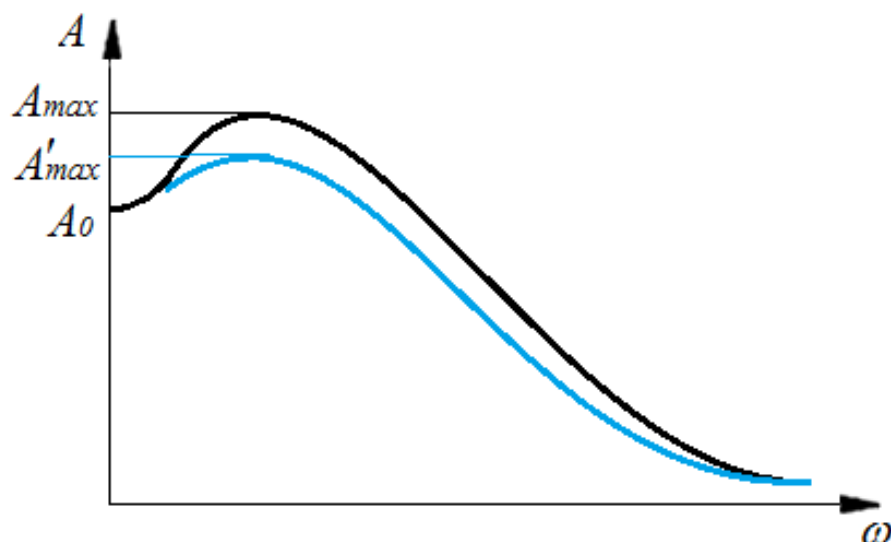


Рис.5.7. Амплітудно-частотна характеристика системи

Для ТО операційний час – зазвичай це час, що витрачається безпосередньо на обробки виробу, а також на установку і зняття деталі, вимірювальні операції та інші операції, що передбачені технологічним процесом. Скорочення операційного часу приведе до підвищення продуктивності обладнання. Виконана оцінка можливості скорочення операційного часу для спеціального пресового обладнання, що розглянуто у розділі 1 (рис. 1.3) при використанні

розробленої САК. При цьому був розглядався декілька спрощений підхід, при якому до операційного часу включалися лише час підводу та відводу робочого органу приводу. Було досягнуто скорочення операційного часу (рис. 5.8) до 16% - $t'_{on} = (0,84...1,0)t_{on}$.

Застосування САК дозволило в обладнанні для пластичного формоутворення конструкцій і деталей розширити номенклатуру виробів та скоротити операційний час до 16%.

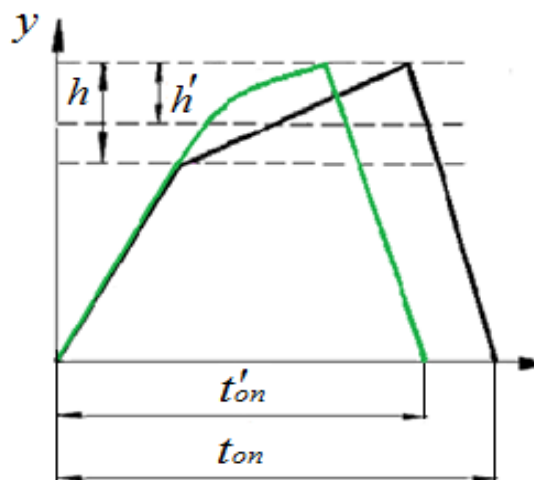


Рис. 5.8. Зміна операційного часу обладнання для пластичного формоутворення

5.3. Корегування динамічних характеристик автоматичних ЕГП приводів дросельного регулювання

Застосування реальної ПД-ланки у ланцюгу електромеханічного перетворювача (п. 4.1) автоматичного ЕГП з дросельного регулювання дозволяє ефективно корегувати динамічні характеристики приводу, зокрема, характер і тривалість перехідного процесу .

Поліпшення динамічних характеристик приводу використанням коригуючої ланки було проведено на прикладі електрогідравлічного слідкуючого приводу доводочного пресу ГДП-16, що розглянутий у розділі 1 (рис. 1.4), з наступними параметрами: $T_{cv}=0,01$ с; $T_{1a}=1,17 \cdot 10^{-3}$ с; $T_{2a}=1,27 \cdot 10^{-3}$ с; $T_c=2,62 \cdot 10^{-3}$ с; $\zeta_c=0,25$; $k_{eb}= 1,754 \Omega^{-1}$; $F=9,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; $k_{Qi}=5,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{А})$; $k_{fb}=108 \text{ В/м}$, Перехідні процеси розглядалися для стрибка керуючої напруги на $\Delta U=27 \text{ В}$, що відповідав сталому переміщенню поршня $\Delta y=0,25 \text{ м}$.

Вплив коефіцієнта передачі k на перехідний процес при значенні постійної часу $T=0$ представлено на рис. 5.9. Можна побачити, що збільшення значення k підвищує коливальність системи.

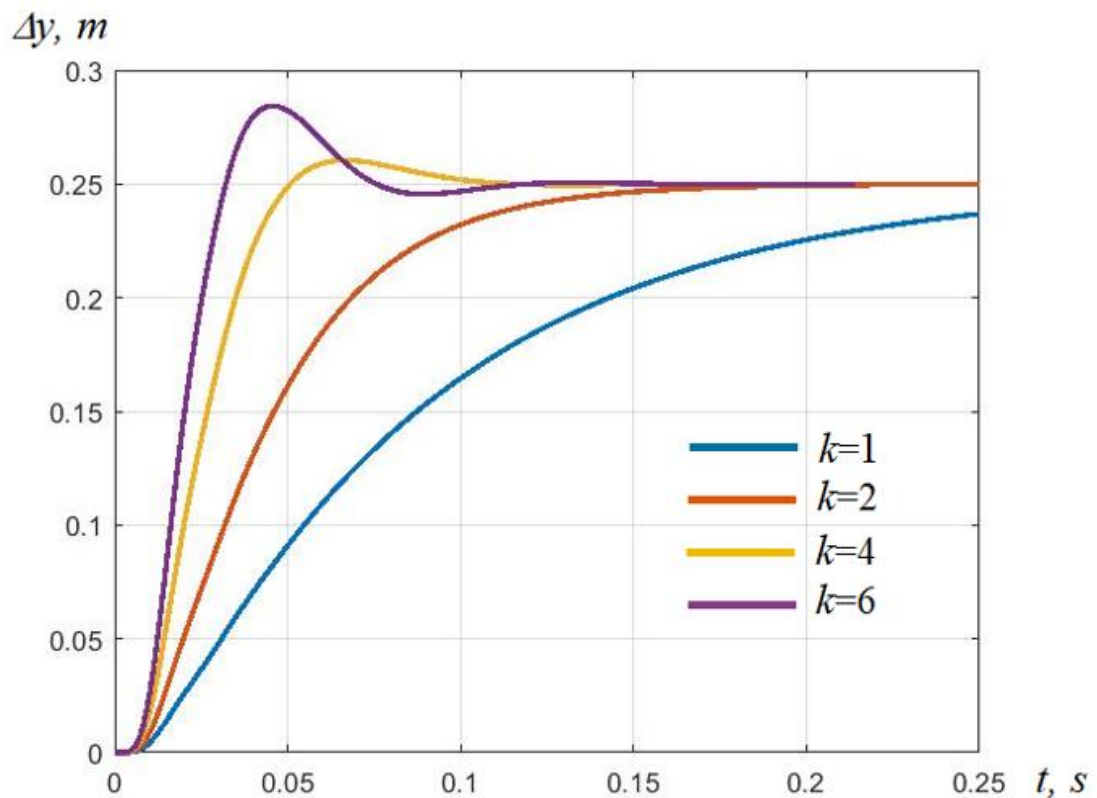


Рис. 5.9. Вплив коефіцієнта передачі k на перехідний процес

Характер впливу постійної часу T на перехідний процес при значенні коефіцієнта передачі $k=6$ показано на рис. 5.10. Як видно, значення T також помітно впливає на вид перехідного процесу

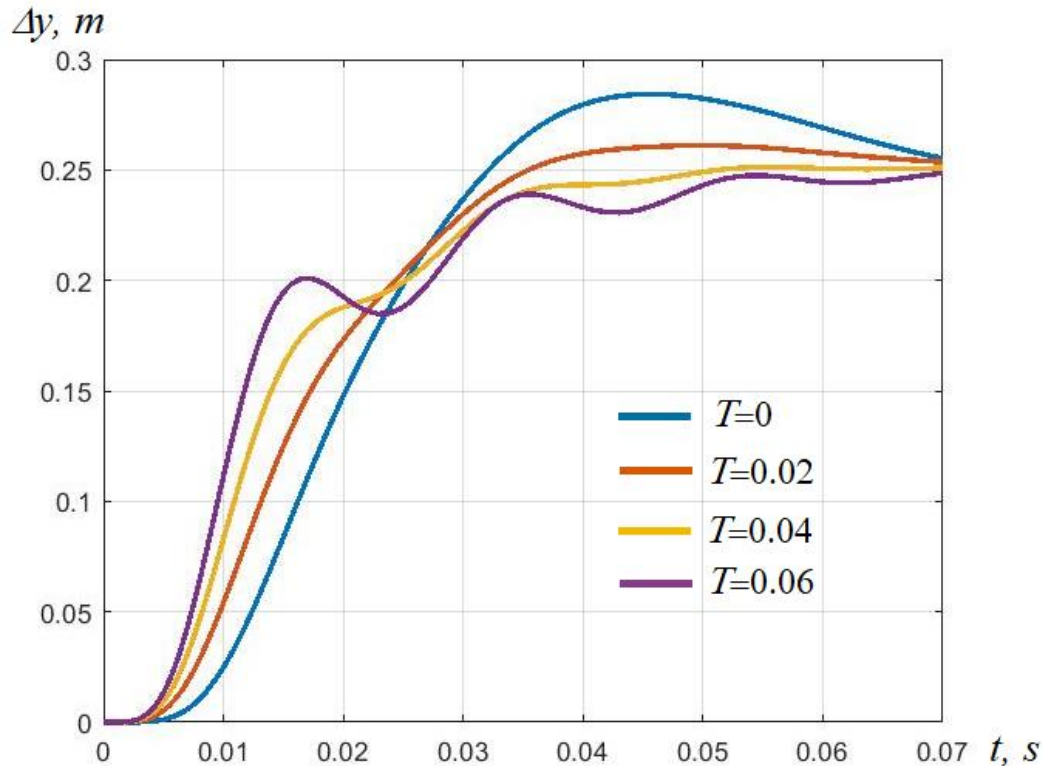


Рис. 5.10. Вплив постійної часу T на перехідний процес

Результати дослідження переконливо показують, що ПД-ланка дозволяє ефективно коригувати динамічні властивості автоматичного ЕГП дросельного регулювання, зокрема, суттєво змінювати характер і тривалість перехідного процесу. В розглянутому прикладі при зміні постійної часу T в діапазоні 0,01 ... 0,06 с й коефіцієнта передачі k в діапазоні 1 ... 6 досягається аперіодичний, монотонний та коливальний характер перехідного процесу. Крім того, параметри настроювань коригуючої ланки дозволяють суттєво підвищити швидкодію ЕГП. Наприклад, для значень $k = 6$ та $T = 0,04$ с швидкодія розглянутого слідкуючого приводу спеціального пресового обладнання збільшується в 7 разів, що суттєво знижує швидкісну погрішність виконання технологічних операцій.

Слід відмітити наступне. При визначенні оптимальних параметрів настроювань коригуючої ланки ЕГП необхідно враховувати, що технічні особливості ТО в ряді випадків виключають перерегулювання переміщення або

зміну знаку швидкості робочого органу, зокрема, при механічній обробці матеріалів [18, 71, 75, 102]. Отже, оптимальні значення параметрів настроювань ПД-ланки можуть і не забезпечувати максимальну швидкодію автоматичного приводу, а повинні визначатися згідно комплексного критерія якості регулювання [12, 59, 61].

5.4. Інженерна методика проектного розрахунку автоматичного ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання

На основі отриманих результатів, виконаних теоретичних та експериментальних досліджень можна запропонувати наступну інженерну методику проектного розрахунку автоматичного ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання, яка дозволяє по значенням максимального моменту навантаження та ЧОВ гідромотора виконувати оцінку основних параметрів та вибір елементів і пристроїв приводу, а також прогноз статичних й динамічних характеристик.

Вхідними даними для розрахунку гідроприводу з обертальним рухом необхідно прийняти наступні параметри: M_{max} – максимальний момент навантаження (нм); n_{max} – максимальна ЧОВ (об/хв); J – приведений момент інерції ротора, (кг м²). Зауважимо, що одиниці виміру вхідних даних прийняті відповідно до існуючих методик проектного розрахунку гідроприводів [24, 95, 114, 116, 173].

Перед викладенням методики, що пропонується, ще раз відзначимо переваги й недоліки об'ємного регулювання перед дросельним. До переваг слід віднести суттєво менші втрати енергії та більш жорстку навантажувальну характеристику, до недоліків – конструктивну складність та підвищену вартість регульованих гідромашин. Перераховані фактори призвели до переважного використання гідроприводів об'ємного регулювання при середніх значеннях

потужності обладнання (10 ... 25 кВт) та обов'язковому застосуванні при великих значеннях потужності (понад 50 кВт).

Проектний розрахунок виконуємо в наступному порядку.

1. Побудова розрахункової та гідравлічної схеми гідроприводу оберտального руху та об'ємного регулювання.

В структурній схемі відображаються основні елементи та пристрої приводу, формуються зв'язки між ними. За основу розрахункової та принципової схем гідроприводу оберտального руху та об'ємного регулювання можуть бути взяті схеми, що представлені у розділі 2.

Відомі гідроприводи із розімкнутою та замкнутою циркуляцією робочої рідини. Регулювати швидкість гідроприводу можна за допомогою регульованого насоса, або регульованого гідромотора, або використанням двох регульованих гідромашин разом. Слід відзначити, що розрізняють плавне та ступінчасте регулювання робочого об'єму гідромашини. Поряд з однопоточними гідропередачами застосовують двохпоточні, що представляють собою поєднання паралельно діючих гідравлічної та механічної передач [107, 108, 110].

Розглянемо особливості побудови структури силової частини автоматичного ЕГП ТО. Схема гідроприводу з розімкнутою циркуляцією робочої рідини єдина можлива при використанні гідродвигунів з різними ефективними площами робочих камер. Коли робочий орган обладнання приводиться до руху одноштоковим гідроциліндром, то потоки в напірній та зливній гідролініях суттєво відрізняються одна від другої. Це змушує застосовувати розімкнуту циркуляцію рідини, використовувати реверсивний гідророзподільвач і встановлювати самовсмоктувальний насос. Регулювальний механізм не-реверсивного насоса простіше, ніж насоса з підживленням. Але габаритні розміри самовсмоктувального насоса значно більші, ніж насоса з підживленням. Необхідно вказати на помітну зміну об'єму рідини в гідробаку при роботі од-

ноштокового гідроциліндра. Торкаючись питання використання в якості гідродвигуна гідроциліндра, слід зауважити, що в ТО поступовий рух можна перетворювати в обертальний або поворотний за допомогою важеля, зубчаточерейкової або гвинтової передачі.

Гідроприводи при замкнутій циркуляції рідини мають порівняно менші габаритні розміри і масу при інших рівних умовах. Замкнута циркуляція робочої рідини застосовується при використанні гідродвигунів з однаковими ефективними площами робочих камер. Важливими властивостями об'ємних гідроприводів при замкнутій циркуляції рідини є можливість гальмування робочого механізму та опору попутному навантаженню за допомогою приводного двигуна замість дроселювання потоку рідини, що істотно знижує нагрів рідини і забезпечує в зазначених режимах роботи рекуперацію споживаної енергії.

За способом реалізації об'ємного регулювання виділяють три структурні схеми гідроприводів: з регульованим насосом і нерегульованим гідродвигуном, з нерегульованим насосом і регульованим гідромотором, а також з обома регульованими гідромашинами.

Об'ємний гідропривід з регульованим насосом і нерегульованим гідродвигуном найбільш поширений. Гідроприводи з такою структурою можна застосовувати в багатьох видах обладнання та різних механізмах. Розглянутий гідропривід забезпечує плавний пуск і безступінчасте регулювання швидкості РО обладнання за допомогою одного керуючого органу.

2. Вибір робочої рідини та номінального робочого тиску $P_{ном}$.

Робоча рідина виконує основну функцію передачі енергії до гідродвигуна від насоса, а також ряд важливих призначень: змащення тертьових поверхонь деталей; видалення продуктів зносу тертьових пар, оберігаючи їх від корозії; охолодження гідравлічної системи [27, 110]. Тому, правильність вибору робочої рідини визначає працездатність та довговічність гідрообладнання.

В автоматичних гідроприводах ТО застосовуються тільки загущені мінеральні масла, що володіють хорошою змащувальною здатністю, хімічною стабільністю при підвищених температурах, високими антикорозійними і протипожежними властивостями.

Як правило, робоча рідина вибирається виходячи з технічних вимог, які пред'являються до обладнання або рекомендацій із технічних даних основного гідравлічного обладнання - насоса і гідромотора, а також з урахуванням режиму роботи ЕГП ТО, кліматичних і температурних умов [110].

Тиск в гідросистемі, крім того, залежить від типу застосованого насоса та призначення гідроприводу на даному обладнанні. Чим більше потужність або навантаження робочого механізму, що приводиться в рух, тим більше має бути тиск насоса. Малі тиски призводять до зростання габариту і ваги, але сприяють плавній та стійкій роботі; великі тиски знижують габарити і вагу, ускладнюють конструкцію та експлуатацію гідросистем, зменшують довговічність гідрообладнання. Номінальний тиск зазвичай вибирають на підставі існуючих рекомендацій та статистичних даних, отриманих при практичному використанні даного обладнання.

Номінальне значення робочого тиску в гідросистемі p_{nom} задається із стандартного ряду [49, 110], МПа: ... 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40 ...

3. Визначення робочого об'єму і вибір гідромотора.

РОГ q_m з урахуванням гідравлічних втрат в системі оцінюється за виразом

$$q_m \geq (1,2 \dots 1,5) \frac{2\pi M_{max}}{p_{nom}} . \quad (5.1)$$

За параметрами q_m і p_{nom} з урахуванням n_{max} із номенклатури гідрообладнання, що серійно випускається [107, 110], обирається гідромотор. В гідравлічних приводах середньої та великої потужності (понад 10 кВт) переважно застосовуються роторно-поршневі гідромашини, які володіють високим ККД

(0,85...0,92) та прийнятні масогабаритні показники (0,5...10 кг/кВт).

При відсутності відповідного двигуна, що серійно випускається, складається технічне завдання на розробку оригінального гідромотора.

В подальших розрахунках розглядається паспортне значення РОГ q_m .

4. Вибір насоса.

При оцінці максимального робочого об'єму $q_{p,max}$ регульованого насоса слід врахувати об'ємні втрати в гідросистемі (витоки), а також задати в розрахунок номінальну частоту обертання валу насоса, яка може бути прийнята із паспортних даних насосів, що використовуються для даного типу обладнання.

Тому, максимальний РОН рекомендується оцінити відповідно виразу

$$q_{p,max} \geq (1,1 \dots 1,2) q_m \frac{n_{max}}{n_{p,ном}}, \quad (5.2)$$

де $n_{p,ном}$ – номінальна ЧОВ насоса.

За параметрами $q_{p,max}$ і $p_{ном}$ із номенклатури гідрообладнання, що серійно випускається, обирається насос. Слід відзначити, що при виборі насосів також переважно орієнтуються на роторно-поршневі гідромашини.

В подальших розрахунках розглядається паспортне значення максимального РОН $q_{p,max}$.

5. Визначення параметрів математичної моделі ЕГП.

Відповідно до пп. 2.2, 2.3 маємо наступні залежності для розрахунку коефіцієнтів передач і постійних часу математичної моделі.

Коефіцієнт передачі для величини кута нахилу похилої шайби насоса по керуючій (вхідній) напрузі

$$k_{\gamma} = \frac{\gamma_{ном}}{U_{ном}} \approx \frac{\gamma_{max}}{U_{max}}, \quad (5.3)$$

де γ_{max} , U_{max} – паспортні значення максимального кута нахилу похилої шайби (блоку циліндрів) та максимальної напруги керування.

Коефіцієнт передачі силової частини ЕГП (коефіцієнт передачі для швидкості обертання по куту нахилу похилої шайби) з урахуванням виразів (2.33, 2.63)

$$k_{\Omega\gamma} \approx \frac{\Omega_p}{\gamma_{max}} \frac{q_{p,max}}{q_m}. \quad (5.4)$$

де Ω_p – номінальна швидкість обертання валу насоса (rad/c), яка зв'язана з його частотою обертання ($об/хв$) залежністю

$$\Omega_p = \frac{\pi n_{p,ном}}{30}. \quad (5.5)$$

Якщо математична модель розглядається для безрозмірних змінних

$$\bar{\gamma} = \gamma / \gamma_{max}; \quad (5.6)$$

$$\bar{\Omega} = \Omega / \Omega_{max}; \quad (5.7)$$

де $\Omega_{max} = \Omega_p q_{p,max} / q_m$ – максимальна швидкість обертання гідромотора;

то неважко помітити, що коефіцієнти передач (5.3), (5.4) в даному випадку рівні одиниці

$$k_{\gamma U} = 1; \quad k_{\Omega\gamma} = 1. \quad (5.8)$$

Постійна часу процесу регулювання РОН T_{rp} може бути безпосередньо задана в паспортних даних насоса, або побічно визначена із паспортних динамічних характеристик таких, як час спрацювання при різкій зміні витрати масла, час реверсування потоку масла та ін.

Постійну часу силової частини гідروприводу T_{pd} на основі залежності (2.67) можна оцінити за виразом

$$T_{pd} = 2\zeta_m T_m. \quad (5.9)$$

Визначення коефіцієнта відносного демпфування ζ_m гідромотора відповідно до залежності (2.49) є складним, тому на стадії проектного розрахунку рекомендується задати [81, 180]

$$\zeta_m \approx 0,4 \dots 1,2. \quad (5.10)$$

Так як невідомі конструктивні розміри трубопроводів, складним також являється визначення відповідно до (2.48) постійної часу гідромотора T_m . Цілком доречно попередньо задати $W_0 = (2 \dots 10)q_m$, тому на підставі (2.48) постійну часу гідромотора T_m можна оцінити за виразом

$$T_m \approx (6 \dots 14) \sqrt{\frac{J}{q_m E_f}}. \quad (5.11)$$

Таким чином, визначені основні передавальні функції математичної моделі ЕГП ТО обертового руху та об'ємного регулювання як ОК

$$W_{rp}(s) = \frac{k_{\gamma U}}{T_{rp}s + 1}, \quad W_{pd}(s) = \frac{k_{\Omega \gamma}}{T_{pd}s + 1}. \quad (5.12)$$

6. Оцінка статичних характеристик гідроприводу.

Зазвичай практичний інтерес викликає швидкісна статична характери-

стика – залежність швидкості обертання від напруги керування $\Omega(U)$ для невантаженого приводу, навантажувальна характеристика – залежність швидкості (частоти) обертання від моменту навантаження $\Omega(M)$ при номінальному об'ємі регульованого насоса, а також залежності споживаної потужності від швидкості обертання $N(\Omega)$ та ККД від глибини регулювання $\eta(\bar{\Omega})$.

Експериментальні статичні характеристики можна отримати на спеціалізованому стенді, приклад якого розглянутий у розділі 3.

Методики розрахунку статичних характеристик гідроприводів об'ємного регулювання достатньо повно викладені в технічній літературі [49, 81, 65, 110], які відрізняються ступенем прийнятих допущень.

7. Синтез САК.

Методика розробки САК ЕГП ТО обертального руху та об'ємного регулювання детально розглянута в розділі 4.

Покажемо приклад проектного розрахунку параметрів автоматичного ЕГП ТО для наступних вхідних даних: максимальний момент навантаження $M_{max}=120$ н·м; максимальна частота обертання $n_{max}=2100$ об/хв; приведений момент інерції рухомих частин, $J=0,8$ кг·м².

Далі приводимо основні результати розрахунку.

Приймаємо схему ЕГП при замкнутій циркуляції рідини з регульованим насосом і нерегульованим гідродвигуном. Розрахункова та принципова схеми гідроприводу приведені на рис. 5.11. Умовні позначення на представлених схемах аналогічні пп. 2.2, 2.3.

Обираємо масло індустриальне ІГП-30. Приймаємо номінальний робочий тиск в гідросистемі $p_{nom} = 20$ МПа.

Робочій об'єм гідромотора

$$q_m \geq (1,2 \dots 1,5) \frac{2\pi M_{max}}{p_{nom}} = 1,3 \cdot \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 120}{20 \cdot 10^6} = 49 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 49 \text{ см}^3 .$$

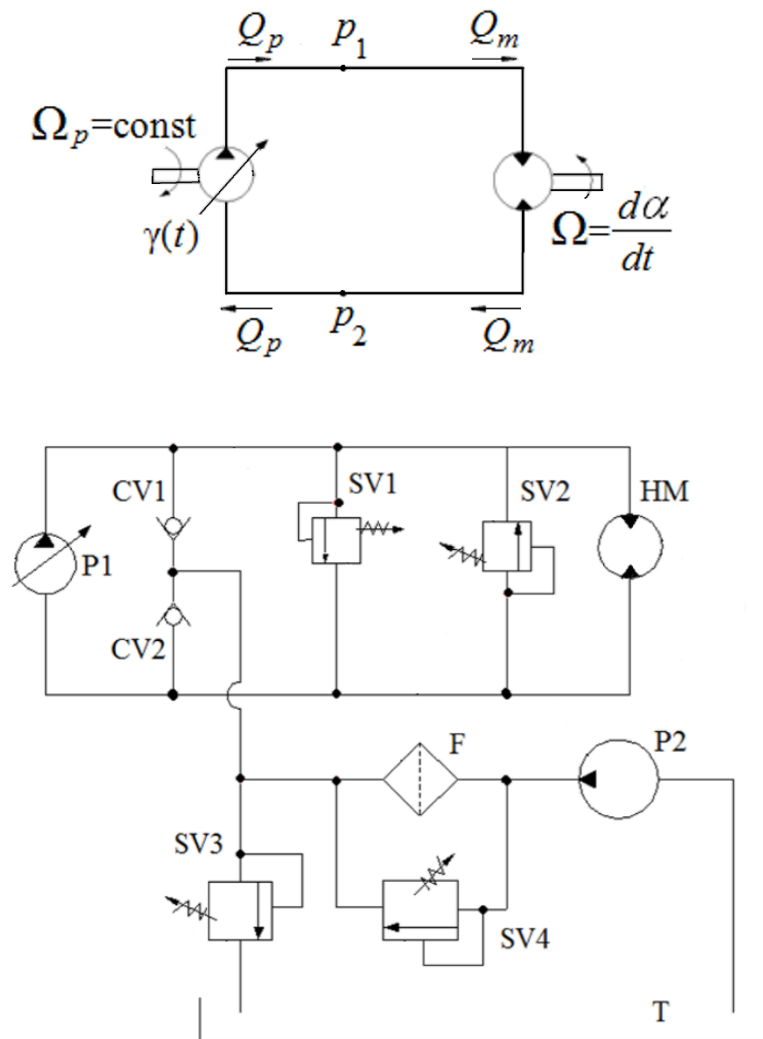


Рис. 5.11. Розрахункова та принципова схеми гідроприводу

Обираємо нерегульований аксіально-поршневий гідромотор з похилою шайбою **MFS 52** (продукція ПрАТ «Гідросила АПМ», Україна), що має наступні основні паспортні параметри:

- робочий об'єм $51,6 \text{ см}^3$;
- номінальний тиск $22,5 \text{ Мпа}$;
- максимальна ЧОВ 3100 об/хв ;
- номінальна ЧОВ 1500 об/хв ;
- номінальна потужність 29 кВт .

В подальшому розглядаємо паспортне значення РОГ $q_m=51,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

Максимальний РОН

$$q_{p.\max} \geq (1,1 \dots 1,2) q_m \frac{n_{\max}}{n_{p.\text{ном}}} = 1,15 \cdot 51,6 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{2100}{1500} = 83,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \approx 83 \text{ см}^3.$$

Обираємо регульований аксіально-поршневий насос з похилім диском **PVS 90 EP** з електричним пропорційним керуванням (продукція ПрАТ «Гідросила АПМ», Україна), що має наступні основні паспортні параметри:

максимальний РОН 89 см^3 ;

номінальний тиск $22,5 \text{ Мпа}$;

номінальна ЧОВ 1500 об/хв ;

максимальний кут нахилу шайби $\pm 18 \text{ град}$;

максимальна напруга керування $\pm 24 \text{ В}$;

номінальна потужність $63,3 \text{ кВт}$.

В подальшому розглядаємо паспортне значення максимального РОН насоса $q_{p.\max} = 89 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

Аналіз динамічних характеристик насосів даної серії показує, що для процесу регулювання РОН постійна часу може налаштовуватися та знаходитися в межах $T_{rp} = 0,1 \dots 1,1 \text{ с}$. В подальших розрахунках приймаємо $T_{rp} = 0,17 \text{ с}$.

Математичну модель ЕГП ТО обертового руху та об'ємного регулювання розглядаємо для безрозмірних змінних (5.6), (5.7), тому маємо

$$k_{\gamma U} = 1; k_{\Omega \gamma} = 1.$$

Далі

$$\zeta_m = 1,0;$$

$$T_m = 10 \sqrt{\frac{0,8}{51,6 \cdot 10^{-6} \cdot 1,0 \cdot 10^9}} \approx 0,04 \text{ с};$$

$$T_{pd} = 2 \cdot 1,0 \cdot 0,04 = 0,08 \text{ с.}$$

Остаточно отримуємо

$$W_{rp}(s) = \frac{1}{0,17s + 1},$$

$$W_{pd}(s) = \frac{1}{0,08s + 1}.$$

Розробка та дослідження САК ЕГП ТО обертального руху та об'ємного регулювання для даних параметрів привода представлені в розділі 4.

Результати проектного розрахунку є вхідними даними для подальшого проектування вузлів та складових ТО [157, 159-163].

Висновки до розділу 5

За результатами проведених досліджень зроблені наступні висновки:

1. Розроблено технічні рішення, на які отримано патенти України, що покращують експлуатаційні ТО з ЕГП (Патенти України на корисну модель № 124412, № 124757, № 124760, № 141855, № 141856, № 141857). Показана можливість зменшення енергоємності обладнання з приводом обертального руху підвищенням ККД привода понад 20% за рахунок зниження втрат споживаної потужності, які пов'язані з процесом регулювання витрати, що надходить до гідромотора.

2. Використання запропонованої САК поліпшує динамічні характеристики приводів, розширює функціональні можливості й підвищує продуктивність ТО. Застосування САК в координато-свердлильних верстатах з гідروприводом головного руху дає можливість знизити коливальність системи

більш ніж на 14%, а в обладнанні для пластичного формоутворення конструкцій і деталей розширити номенклатуру виробів та скоротити операційний час до 16%.

4. Застосування реальної ПД-ланки у ланцюгу електромеханічного перетворювача автоматичного ЕГП ТО дросельного регулювання дозволяє ефективно корегувати динамічні характеристики приводу, зокрема, характер і тривалість перехідного процесу .

5. Вибір оптимальних параметрів налаштувань коригуючої ланки підвищує швидкодію слідкуючого приводу спеціального пресового обладнання до 7 разів, що суттєво знижує швидкісну погрішність.

6. Розроблено інженерну методику проектного розрахунку автоматичного ЕГП обертового руху та об'ємного регулювання, яка дозволяє по значенням максимального моменту навантаження та частоти обертання гідромотора виконувати оцінку основних параметрів та вибір елементів і пристроїв приводу, а також прогноз статичних й динамічних характеристик.

7. Виконано приклад проектного розрахунку параметрів автоматичного ЕГП ТО для наступних вхідних даних: максимальний момент навантаження $M_{max}=120 \text{ н·м}$; максимальна частота обертання $n_{max}=2100 \text{ об/хв}$; приведений момент інерції ротора, $J =0,8 \text{ кг·м}^2$.

8. Показана можливість використання в приводі регульованого аксіально-поршневого регульованого насоса з похилим диском та нерегульованого гідромотора з похилою шайбою, що серійно випускаються в Україні. На підставі паспортних даних гідромашин визначені параметри математичної моделі приводу обладнання як ОК.

8. Результати проведених досліджень опубліковані в роботах [1-3, 7, 8, 29-31, 117, 119, 131, 135, 177, 178].

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішена актуальна науково-технічна задача покращення експлуатаційних характеристик ТО шляхом удосконалення ЕГП, що забезпечує зменшення енергоємності та збільшення продуктивності обладнання.

За результатами досліджень зроблено наступні висновки:

1. Аналіз технічного рівня ТО з ЕГП промислових підприємств показав, що покращення його експлуатаційних характеристик потребує подальшого удосконалення приводів на основі розробки науково обґрунтованих технічних рішень та САК з використанням сучасних методів дослідження робочих процесів в приводах обладнання.

2. Удосконалено математичну модель для дослідження робочих процесів в автоматичному ЕГП дросельного регулювання використанням технічних даних базових пристроїв, що забезпечує уточнення розрахунків характеристик приводу ТО.

3. Дістала подальшого розвитку математична модель ЕГП обертового руху та об'ємного регулювання урахуванням динамічних властивостей електродвигуна підсилювача, на підставі чого побудовано математичну модель приводу обладнання як ОК, що взята за основу для розробки САК.

4. Розроблено експериментальний стенд для дослідження статичних й динамічних характеристик гідроприводу, методику проведення експерименту та перевірки адекватності удосконалених математичних моделей. Виконані експериментальні дослідження характеристик приводу, на основі яких підтверджено адекватність математичних моделей (визначені значення экс-

периментального критерію Фішера $\leq 1,3$ не перевершували табличного значення 1,8 при величині довірчої імовірності $\vartheta=0,95$).

5. Проведено експериментальне дослідження енергетичної ефективності способів регулювання гідроприводу та виконано аналіз залежності ККД приводу від глибини регулювання швидкості. Показана доцільність використання об'ємного регулювання для зменшення енергоємності ТО з ЕГП обертального руху.

6. Набули подальшого розвитку методологічні засади корекції автоматичних ЕГП дросельного регулювання на основі застосування у ланцюгу електромеханічного перетворювача реальної ПД-ланки, параметри настроювань якої визначаються відповідно до заданого критерію якості регулювання, що дозволяє підвищити швидкодію приводу та знизити його швидкісну погрішність.

7. Вперше запропоновано САК ЕГП обертального руху, яка враховує стохастичні збурюючі впливи та шум спостереження, що забезпечує покращення експлуатаційних характеристик ТО.

8. Розроблено технічні рішення, на які отримано патенти України, що покращують експлуатаційні характеристики ТО з ЕГП. Показана можливість зменшення енергоємності обладнання з приводом обертального руху підвищенням ККД приводу понад 20% за рахунок зниження втрат споживаної потужності, які пов'язані з процесом регулювання витрати, що надходить до гідромотора.

9. Використання запропонованої САК поліпшує динамічні характеристики приводів, розширює функціональні можливості й підвищує продуктивність ТО. Застосування САК в координато-свердлильних верстатах з гідроприводом головного руху дає можливість знизити коливальність системи більш ніж на 14%, а в обладнанні для пластичного формоутворення конструкцій і деталей розширити номенклатуру виробів та скоротити операційний час до 16%.

10. Застосування реальної ПД-ланки у ланцюгу електромеханічного перетворювача автоматичного ЕГП дросельного регулювання дозволяє ефективно корегувати динамічні характеристики приводу, зокрема, характер і тривалість перехідного процесу. Вибір оптимальних параметрів налаштувань коригуючої ланки підвищує швидкодію слідкуючого приводу спеціального пресового обладнання до 7 разів, що суттєво знижує швидкісну погрішність.

11. Розроблено інженерну методику проектного розрахунку автоматичного ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання, яка дозволяє по значенням максимального моменту навантаження та частоти обертання гідромотора виконувати оцінку основних параметрів та вибір елементів і пристроїв приводу, а також прогноз статичних й динамічних характеристик.

Основні результати дисертації використано та впроваджено в науково-виробничих підприємствах при модернізації ТО з ЕГП, у навчальному процесі СНУ ім. В. Даля за спеціальностями «Прикладна механіка» і «Галузеве машинобудування». Акти впровадження наведені у Додатку Г.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автоматичний гідропривід: пат. № 124412 Україна. МПК F15B 9/03, F16H 47/02, F16H 61/42 / О.Г. Степанова, М.Р. Кіхтенко, О.С. Деркач, О.В. Браславська, В.І. Соколов; заявник та власник патенту СНУ ім. В. Даля. № u201710043; заявл. 17.10.2017; опубл. 10.04.2018, Бюл. № 7.
2. Автоматичний гідропривід: пат. № 124757 Україна. МПК F15B 9/03, F16H 61/42 / О.Г. Степанова, Т.С. Гриб, М.О. Бережний, О.В. Браславська, В.І. Соколов; заявник та власник патенту СНУ ім. В. Даля. № u201710026; заявл. 17.10.2017; опубл. 25.04.2018, Бюл. № 8.
3. Автоматичний гідропривід: пат. № 124760 Україна. МПК F15B 9/03, F16H 47/02, F16H 61/42 / О.Г. Степанова, П.В. Немцов, Д.В. Грохов, О.В. Браславська, В.І. Соколов; заявник та власник патенту СНУ ім. В. Даля. № u201710042; заявл. 17.10.2017; опубл. 25.04.2018, Бюл. № 8.
4. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. Москва: Наука, 1976. 280 с.
5. Алиев Т.А. Экспериментальный анализ. Москва: Машиностроение, 1991. 272 с.
6. Бабин О. Ф., Ковалев В. Д. Тяжелые станки – перспективы развития. *Мир техники и технологий*. 2007. № 2. С. 21–25.
7. Батурін Є.О., Степанова О.Г., Соколов В.І. Корекція динамічних властивостей автоматичного електрогідравлічного приводу. *Майбутній науковець – 2019*: матеріали всеукр. наук.–практ. конф. з міжнар. участю (Севе-родонецьк, 12 груд. 2019 р.). Севе-родонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2019. Ч. 1. С. 209-210.

8. Батурін Є.О., Степанова О.Г., Соколов В.І. Поліпшення динамічних характеристик електрогідравлічного приводу технологічного обладнання. *Технологія-2020*: матеріали ХХІІІ міжнар. наук.-техн. конф. (Севєродонецьк, 24-25 квіт. 2020 р.). Сєвєродонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2020. С. 107-108.
9. Батурін Є.О., Степанова О.Г., Соколов В.І. Теоретичні та експериментальні дослідження динамічних характеристик електрогідравлічного приводу. *Технічні науки в Україні: сучасні тенденції розвитку*: матеріали всеукр. наук.-техн. конф. (Київ, 20-21 лист. 2019 р.). Київ: ДУІТ, 2019. С. 58-59.
10. Батурін Є.О., Степанова О.Г., Соколов В.І. Теоретичні та експериментальні дослідження характеристик гідроприводу технологічного обладнання. *Технологія-2019*: матеріали ХХІІ міжнар. наук.-техн. конф. (Севєродонецьк, 26-27 квіт. 2019 р.). Сєвєродонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2019. Ч. 1. С. 188-189.
11. Бесекерский В.А., Попов Е.А. Теория систем автоматического регулирования. Москва: Наука, 2003. 768 с.
12. Боровин Г.К., Попов Д.Н. Многокритериальная оптимизация гидросистем: учеб. пос. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 94 с.
13. Бочаров Ю.А. Кузнечно–штамповочное оборудование. Москва: Машиностроение, 2008. 481с.
14. Бушуев В. В. Мехатронные системы в станках. *СТИН*. 1998. № 10. С. 22–29.
15. Ванин В. А., Родина А. А., Колодин А. Н. Основы станковедения: учеб. пос. Тамбов: ТГТУ, 2016. 80 с.
16. Васильченко Я. В., Сукова Т. А., Шаповалов М. В. Разработка технологических систем для обработки крупногабаритных деталей на базе адаптивных многоцелевых тяжелых станков. *Машиноприладобудування та транспорт: вісник СевНТУ*. 2013. С. 28–32.
17. Введение в мехатронику: уч. пос. / А.И. Грабченко и др.; Харьков:

НТУ «ХПИ», 2014. 264 с.

18. Высокопроизводительная чистовая лезвийная обработка деталей из сталей высокой твердости / А.С. Клименко С. А. и др.; ред. С. А. Клименко. Киев: ИСМ им. В. Н. Бакуля НАН Украины, 2018. 302 с.

19. Галяутдинов Р. Т. Оборудование механообрабатывающего производства. Новополоцк: ПГУ, 2012. 91 с.

20. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. – М., Машиностроение, 1972. 376с.

21. Гартман Т.Н., Калинин В.Н., Артемьева Л.И. Компьютерное моделирование простых гидравлических систем. Москва: РХТУ им. Д.И. Менделеева, 2002. 40 с.

22. Гідропрес з об'ємним регулюванням: пат. № 66917 Україна. МПК В 30 В 15/14 / Я.В. Соколова, Д.С. Грешний, А.Ф. Систерова, В.І. Соколов; заявник та власник патенту СНУ ім. В. Даля. № u201107914; заявл. 23.06.2011; опубл. 25.01.2012, Бюл. № 2.

23. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. Москва: Наука, 1986. 368 с.

24. Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов. Москва: Машиностроение, 2009. 304 с.

25. Грановский В.А. Динамические измерения: основы метрологического обеспечения. Ленинград: Энергоатомиздат, 1984. 394 с.

26. Джонсон Н., Лион Ф. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: методы планирования эксперимента. Москва: Мир, 1980. 612 с.

27. Домогаров А.Ю., Степаков А.И., Леладзе И.С. Справочно–нормативные материалы на рабочие жидкости и смазки. Москва: МАДИ, 2004. 124 с.

28. Дорф Р., Бишоп Р. Современные системы управления. М: Лаборатория базовых знаний, 2002. 831 с.

29. Електрогідравлічний привід технологічного обладнання: пат. № 141855 Україна. МПК F15B 7/00 / О.Г. Степанова, Є.О. Батурін, В.І. Соколов; заявник та власник патенту СНУ ім. В. Даля. № u201911066; заявл. 11.11.2019; опубл. 27.04.2020, Бюл. № 8.

30. Електрогідравлічний привід технологічного обладнання: пат. № 141856 Україна. МПК F15B 7/00 / О.Г. Степанова, Є.О. Батурін, В.І. Соколов; заявник та власник патенту СНУ ім. В. Даля. № u201911067; заявл. 11.11.2019; опубл. 27.04.2020, Бюл. № 8.

31. Електрогідравлічний привід технологічного обладнання: пат. № 141857 Україна. МПК F15B 7/00 / О.Г. Степанова, Є.О. Батурін, В.І. Соколов; заявник та власник патенту СНУ ім. В. Даля. № u201911068; заявл. 11.11.2019; опубл. 27.04.2020, Бюл. № 8.

32. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика. Москва: Машиностроение, 1978. 463 с.

33. Ермаков О.А. Выбор и расчет корректирующих цепей для электрогидравлической следящей системы: уч. пос. Москва: МАДИ, 1985. 230 с.

34. Жаров В. П., Рыбак А.Т., Фридрих Р.А. Моделирование и экспериментальные исследования гидромеханической системы со знакопеременной нагрузкой. *Вестник Донского гос. техн. ун – та*. 2006. Т.6. № 1(28). С. 17–24.

35. Завистовский С. Э. Металлорежущие станки. Минск: Республиканский институт профессионального образования (РИПО), 2015. 440 с.

36. Зажигает Л.С., Кишьян А.А., Романиков Ю.И. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента. Москва: Атомиздат, 1978. 232 с.

37. Залога В. О., Нагорный В. В. Исследование колебаний токарного станка. Часть 1. Исследование закономерностей изменения динамики обрабатываемой системы в зависимости от состояния режущего инструмента. *Вісник Сумського держ. ун-ту. Технічні науки*. 2013. № 1. С. 125–136.

38. Зарубин В.С., Крищенко А.П. Математическое моделирование в технике. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. 496 с.
39. Иванов В.А., Медведев В.С., Чемоданов Б.К., Ющенко А.С.. Математические основы теории автоматического регулирования. Москва: Высшая школа, 1971. 808 с.
40. Иванов Г.М., Свешников В.К. Основные направления развития современного гидропривода. *Оборудование и инструмент для профессионалов: металлообработка*. 2013. №4. С. 14–20.
41. Игнатъев А. А., Добряков В. А., Виноградов М. В., Сигитов Е. А. Конструкции современных автоматизированных станков как объектов управления в машиностроении. Саратов: Саратовский гос. техн. ун-т, 2010. 55 с.
42. Интегрированные процессы обработки материалов резанием: учебник / А. И. Грабченко и др.; ред.: А. И. Грабченко, В. А. Залого. Сумы: Университетская книга, 2017. 451 с.
43. Іванов В.О. Науково-прикладні основи підвищення ефективності обробки складнопрофільних деталей на свердлильно-фрезерно-розточувальних верстатах: дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.08 / Одеський нац. політехн. ун-т. Одеса, 2019. 478 с.
44. Казмиренко В.Ф., Лесков В.Ф., Лесков А.Г. Системы следящих приводов. Москва: Энергоатомиздат, 1993. 304 с.
45. Ким Д.П. Теория автоматического управления: уч. пос.: в 2 т. Москва: Физматлит, 2004. Т.2: Многомерные, нелинейные, оптимальные и адаптивные системы. 464 с.
46. Ковалев В. Д. Куриленко Я. С. Система управления точностью тяжелых станков с ЧПК на основе динамической коррекции траекторий формообразующих движений. *Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку*: матеріали п'ятої міжн. наук.-техн. конф. (Краматорськ, 4–7 че. 2007 р.). Краматорськ: ДГМА, 2007. С. 61–62.

47. Ковалев В. Д., Бабин О. Ф., Мельник М. С. Адаптивное управление точностью тяжелых токарных станков. *Новые материалы и технологии в металлургии и машиностроении*. 2001. Вып. 2. С. 108–110.
48. Коваленко А.А., Соколов В.И., Дымнич А.Х., Уваров П.Е. Основы технической механики жидкостей и газов. Луганск: ВУГУ, 1998. 272 с.
49. Коваленко А.А., Соколов В.И., Уваров П.Е., Пазин В.В. Основы объемного гидравлического привода строительных и дорожных машин. Луганск: ДонГАСА, 1999. 138 с.
50. Ковальов В. Д., Васильченко Я. В., Сукова Т. О. Підвищення ефективності важкого металорізального обладнання на основі визначення його раціональних технічних та конструктивних параметрів. *Вісник Житомирського держ. технол. ун-ту. Технічні науки*. 2011. № 3(58). С. 60–66.
51. Кондауров Є.М. Підвищення ефективності систем охолодження тепловозів використанням удосконаленого гідроприводу вентилятора: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Східноукр. нац. ун-т. ім. В. Даля. Луганськ, 2003. 170 с.
52. Корнилов В.В., Синицкий В.М. Гидропривод в кузнечно –штамповочном оборудовании: учеб. пос. для вузов. Москва: Машиностроение, 2002. 224 с.
53. Косов М. Г., Кутин А. А., Саакян Р. В., Червяков Л. М. Моделирование точности при проектировании технологических машин. Москва: МГТУ «СТАНКИН», 1997. 104 с.
54. Кочергин А. И., Василенко Т. В. Проектирование привода подачи станка с ЧПУ: уч.-метод. пос. по курсовому проектированию. Минск: БНТУ, 2014. 73 с.
55. Крейнин Г.В., Кривц И.Л., Винницкий Е.Я., Ивлев В.И. Гидравлические и пневматические приводы промышленных роботов и автоматических манипуляторов. Москва: Машиностроение, 1993. 304 с.
56. Кринецкий И.И. Основы научных исследований. Киев.: Выща

шк., 1981. 210 с.

57. Кроть О. С., Соколов В. И. Методы и процедуры инженерного прогнозирования в станкостроении. Северодонецк: ВНУ им. В. Даля, 2017. 116 с.

58. Кроть О.С. Методы и процедуры динамики шпиндельных узлов. Луганск: ВНУ им. В. Даля, 2014. 120 с.

59. Кроть О.С., Соколов В.І. Методи та процедури раціонального вибору у верстатобудуванні. Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2017. 112 с.

60. Кудинов В. А., Хлебалов Е. В., Курдгелия Э. А. Определение динамических характеристик упругой системы станка с целью прогнозирования его точности и надежности. *Труды ЭНИМС*. 1979.

61. Кудинов В.А. Динамика станков. Москва: Машиностроение, 1967. 360 с.

62. Кузнечно–штамповочное оборудование: учебник для машиностроит. вузов / А. Н. Банкетов и др.; Москва: Машиностроение, 1982. 576 с.

63. Лазарев Ю. Моделирование процессов и систем в MATLAB. Санкт-Петербург: ВHV, 2005. 512 с.

64. Лазарев Ю.Ф. Начала программирования в среде MatLAB: учеб. пос. – Киев: НТУУ «КПИ», 2003. 424 с.

65. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. Москва: Машиностроение, 1975. 288 с.

66. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Човнюк Ю.В. Мехатроніка: навч. посіб. Київ: ЦП «Компрінт», 2012. 357 с.

67. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – Москва: Наука, 1987. 840 с.

68. Лорія М.Г. Методологічні засади математичного моделювання та оптимального керування виробництвом метанолу: дис. ... д-ра техн. наук: 05.13.07 / Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля. Сєверодонецьк, 2019. 358 с.

69. Лурье Б.Я., Энрайт П. Дж. Классические методы автоматического

управления. Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2004. 640 с.

70. Луців І., Лещук Р. Динамічні характеристики підсистем верстатного оснащення адаптивного типу. *Вісник Тернопільського держ. техн. ун-ту*. 2009. Т. 14. № 4. С. 99–107.

71. Макаров А. Д. Оптимизация процессов резания. Москва: Машиностроение, 1976. 278 с.

72. Малышев В.Н., Попов Д.Н. Многокритериальная оптимизация при выборе схемы и параметров автономного электрогидравлического привода. *Вестник МГТУ. Машиностроение*. 2008. № 4. С. 30–41.

73. Малышев В.Н., Попов Д.Н. Оптимальное проектирование автономного электрогидравлического привода. *Приводная техника*. 2008. № 6. С. 32–36.

74. Мансуров И. З., Подрабинник. Специальные кузнечно–прессовые машины и автоматизированные комплексы кузнечно–штамповочного производства: справочник. Москва: Машиностроение, 1990. – 344 с.

75. Маталин А. А. Технология механической обработки. Ленинград: Машиностроение, 1977. 460 с.

76. Мелехов Р. К., Грицай І. Є. Сучасні металорізальні верстати з ЧПК та інструментальні системи : навч. посіб. з дисципліни «Верстати з ЧПК та верстатні комплекси». Львів : Бескид БІТ, 2004. 248 с.

77. Мельник М. С. Підвищення точності важких верстатів на основі керування параметрами формоутворюючої системи : дис... канд. техн. наук: 05.03.01 / Донецький нац. техн. ун-т. Донецьк, 2009. 216 с.

78. Металлорежущие станки: учебник: в 2 т. Москва: Машиностроение, 2011. Т. 1. 608 с.

79. Москаленко В.В. Электрический привод. Москва: АСАДЕМА, 2004. 356 с.

80. Мычко В. С. Технология обработки металла на станках с программным управлением. Минск: Высшая школа, 2010. 446 с.

81. Навроцкий К.Л. Теория проектирования гидро– и пневмоприводов. Москва: Машиностроение, 1991. 384 с.
82. Нагорный В. С., Денисов А.А. Устройства автоматики гидро– и пневмосистем. Москва: Высшая школа, 1991. 367 с.
83. Наземцев А.С. Рыбальченко Д.Е. Пневматические и гидравлические приводы и системы. Ч. 2. Гидравлические приводы и системы. Основы: учеб. пос. Москва: Форум, 2007. 304 с.
84. Новосёлов Ю. К., Братан С.М. Стохастическая диагностика взаимодействия инструмента и заготовки при круглом наружном шлифовании. *Сучасні технології у машинобудуванні: зб. наук. статей*. Харків: НТУ «ХП», 2007. С. 91–102.
85. Орликов М.Л. Динамика станков. Киев: Выща шк., 1989. 272 с.
86. Основы механики сплошных сред / Ф.В. Недопекин и др.; Луганск: ВНУ им. В. Даля, 2010. 277 с.
87. Пальчевський Б. О. Дослідження технологічних систем (моделювання, проектування, оптимізація): навч. посіб. Львів: Світ, 2001. 232 с.
88. Петраков Ю. В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням: навч. посіб. Київ: УкрНДІАТ, 2003. 383 с.
89. Петраков Ю. В. Урахування динамічних характеристик формуючих рухів при проектуванні програми управління для верстатів з ЧПК. *Вісник Житомирського держ. техн. ун-ту*. 2007. Вип. 5. Т. 2. С. 142–150.
90. Петраков Ю.В. Теория автоматического управления в металлообработке: учеб. пос. Київ: ІЗМН, 1998. 218 с.
91. Попов Д. Н. Механика гидро– и пневмоприводов. Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. 320 с.
92. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро– и пневмосистем. Москва: Машиностроение, 1987. 464 с.
93. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. Москва: Машиностроение, 1982. 240 с.

94. Попов Д.Н. Оценка эффективности и оптимальное проектирование гидроприводов. *Вестник машиностроения*. 1986. № 9. С. 20–23.
95. Попов Д.Н., Таха А.А. Проектирование электрогидравлического следящего привода с неопределенными и нестационарными нагрузками на выходное звено. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*. 2007. № 1. С. 99–112.
96. Прокопенко Ю.Д., Кастанов А.С., Роженцев В.С. Испытательные прессы нового поколения. *ПРИБОРЫ + автоматизация*. 2006. № 5. С. 14 –16.
97. Прокофьев В.Н. Динамика гидропривода. Москва: Машиностроение, 1972. 287с.
98. Пупков К.А., Егупов Н.Д. Методы классической и современной теории автоматического управления: в 5 т. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. Т.1: Математические модели, динамические характеристики и анализ систем автоматического управления. 656 с.
99. Пуш В. Э. Конструирование металлорежущих станков. Москва: Машиностроение, 1977. 390 с.
100. Рабинович С.Г. Погрешности измерений. Ленинград: Энергия, 1978. 262 с.
101. Рабочие процессы высоких технологий в машиностроении: уч. пос. / Ю.Н. Внуков и др.; ред. А.И. Грабченко. Харьков: ХГПУ, 1999. 320 с.
102. Равська Н. С. Охріменко О. А. Визначення швидкості різання при різних кінематичних схемах обробки. *Процеси механічної обробки в машинобудуванні*. 2009. Вип. 8. С. 158-163.
103. Разинцев В.И. Повышение эффективности гидроприводов с дроссельным регулированием. Москва: Машиностроение, 1993. 104 с.
104. Разинцев В.И. Электрогидравлические усилители мощности. Москва: Машиностроение, 1980. 120 с.
105. Русецкий А. М. Конструирование и оснащение технологических комплексов. Минск: Беларуская навука, 2014. 316 с.

106. Салтыков В. А., Семенов В. П., Семин В. Г., Федюкин В. К. Машины и оборудование машиностроительных предприятий: учебник. Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2012. 288 с.

107. Свешников В.К. Гидрооборудование. Международный справочник: в 3 кн. Москва: ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ», 2002. Кн. 1: Насосы и гидродвигатели: номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. 360 с.

108. Свешников В.К. Гидрооборудование. Международный справочник: в 3 кн. Москва: ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ», 2002. Кн. 2: Гидроаппаратура: номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. 508 с.

109. Свешников В.К. Гидроприводы в современном машиностроении. *Гидравлика и пневматика*. 2007. № 28-29. С. 10—16.

110. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: справочник. Москва: Машиностроение, 2008. 640 с.

111. Сибикин М. Ю. Современное металлообрабатывающее оборудование: справочник. Москва: Машиностроение, 2013. 308 с.

112. Сидоренко В.С., Ле Чунг Киен. Динамика разветвленного гидропривода рабочих движений станочных систем. *Фундаментальные исследования. Технические науки*. 2013. № 10. С. 509 - 515.

113. Скворчевский А.Е. Электрогидравлическая система плавного разгона и торможения гидродвигателя. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2005. № 1 (13). С. 22 – 27.

114. Соколов В.И., Таванюк Т.Я. Выбор основных параметров автоматического электрогидравлического привода с дроссельным регулированием. *Вісн. Східноукр. націон. ун-ту ім. В. Даля*. 2012. № 12 (183). Ч.1. С. 252 – 260.

115. Соколов В.И., Кроль О.С., Степанова О.Г. Нелинейное моделирование электрогидравлического привода технологического оборудования. *Виртуальное моделирование, прототипирование и промышленный дизайн:*

материалы V междунар. науч.-практ. конф.: в 3 т. Тамбов: издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ», 2018. Вып. 5. Т. 1. С. 661-667.

116. Соколов В.И., Соколова Я.В., Таванюк Т.Я. Разработка методики расчёта и выбор основных параметров электрогидравлического следящего привода специального технологического оборудования. *Вісн. СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування і транспорт»*. 2012. № 129. С. 223 - 228.

117. Соколов В.И., Кроль О.С., Степанова О.Г. Система автоматического управления гидроприводом вращательного движения технологического оборудования. *Машиностроение: сетевой электронный научный журнал*. 2018. Т. 6. № 2. С. 56-62.

118. Соколов В.И., Степанова О.Г., Батурін Є.О. Дослідження динамічних характеристик електрогидравлічного приводу технологічного обладнання. *Вісн. Східноукр. націон. ун-ту ім. В. Даля*. 2019. № 1(249). С. 55-60.

119. Соколов В.И., Степанова О.Г., Батурін Є.О. Корекція автоматичного електрогидравлічного приводу технологічного обладнання. *Вісн. Східноукр. націон. ун-ту ім. В. Даля*. 2020. № 4(260). С. 72-78.

120. Соколов В.И., Степанова О.Г., Степчук Я.І., Кавун Д.Ю., Ткаченко М.К. Розробка та дослідження системи автоматичного керування технологічним обладнанням з гідроприводом обертального руху. *Вісн. Східноукр. націон. ун-ту ім. В. Даля*. 2017. № 7(237). С. 63-70.

121. Соколов В.И., Кроль О.С., Єпіфанова О.В. Гідравліка. Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2017. 160 с.

122. Соколов В.И., Соколова Я.В. Автоматизація процесів керування технологічним обладнанням з електрогидравлічним приводом. *Вісн. Східноукр. націон. ун-ту ім. В. Даля*. 2017. № 7(237). С. 71–79.

123. Соколова Я.В. Удосконалення автоматичних приводів машинобудівного обладнання. *Технологія-2015: матеріали міжнар. наук.-техн. конф. (м. Сєверодонецьк, 17-18 квіт. 2015 р.)*. Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2015. Ч.2. С. 33-36.

124. Степанова О.Г., Кавун Д.Ю., Соколов В.І. Автоматизація процесів керування машинобудівним обладнанням з електрогідравлічним приводом. *Технічні науки в Україні: погляд у майбутнє*: збірник тез наук. доп. II всеукр. конф. (Сєверодонецьк, 27-28. квіт. 2017 р.). Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2017. С. 75-79.

125. Степанова О.Г., Соколов В.І. Дослідження системи автоматичного керування технологічним обладнанням. *Технічні науки в Україні: погляд у майбутнє*: збірник тез наук. доп. III всеукр. конф. (Київ, 27-28 квітня 2018 р.). Київ: ДУІТ, 2018. С. 89-92.

126. Степанова О.Г. Експериментальний стенд для дослідження характеристик гідроприводу обертального руху. *Технологія-2019*: матеріали XXII міжнар. наук.-техн. конф. (м. Сєверодонецьк, 26-27 квіт. 2019 р.). Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2019. Ч. 1. С. 191-192.

127. Степанова О.Г. Експериментальні дослідження гідравлічного приводу технологічного обладнання. *Вісн. Східноукр. націон. ун-ту ім. В. Даля*. 2019. № 1(249). С. 61-65.

128. Степанова О.Г. Експериментальні дослідження експлуатаційних характеристик електрогідравлічного приводу. *Технічні науки в Україні: сучасні тенденції розвитку*: матеріали всеукр. наук.-техн. конф. (Київ, 20-21 лист. 2019 р.). Київ: ДУІТ, 2019. С. 69-71.

129. Степанова О.Г. Математична модель динамічних характеристик силової частини електрогідравлічного приводу обертального руху. *Вісн. Східноукр. націон. ун-ту ім. В. Даля*. 2020. № 4(260). С. 79-86.

130. Степанова О.Г. Математична модель силової частини електрогідравлічного приводу обертального руху з об'ємним регулюванням. *Технологія-2020*: матеріали XXIII міжнар. наук.-техн. конф. (м. Сєверодонецьк, 24-25 квіт. 2020 р.). Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2020. Ч. С. 110-111.

131. Степанова О.Г. Поліпшення характеристик технологічного обладнання з електрогідравлічними приводами. *Технічні науки в Україні: сучасні*

тенденції розвитку: матеріали II всеукр. наук.-техн. конф. (Ізмаїл, 19-20 лист. 2020 р.). Ізмаїл: ДФМРТ ДУІТ, 2020. С. 73-75.

132. Степанова О.Г., Соколов В.І. Розробка системи автоматичного керування технологічним обладнанням. *Майбутній науковець – 2017*: матеріали всеукр. наук. – практ. конф. (Сєверодонецьк, 1 груд. 2017 р.). Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2017. С. 271-272.

133. Степанова О.Г., Соколов В.І. Розробка та дослідження системи автоматичного керування технологічним обладнанням. *Технологія-2018*: матеріали XXI міжнар. наук.-техн. конф. (Сєверодонецьк, 20-21 квіт. 2018 р.). Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2018. С. 90-91.

134. Степанова О.Г., Азаренко Н.Г., Соколов В.І. Система автоматичного керування технологічним обладнанням з гідроприводом обертального руху. *Технологія-2017*: матеріали XX міжнар. наук.-техн. конф. (м. Сєверодонецьк, 21-22 квіт. 2017 р.). Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2017. С. 203-205.

135. Степанова О.Г. Удосконалення електрогідравлічних приводів технологічного обладнання. *Майбутній науковець – 2020*: матеріали всеукр. наук. – практ. конф. з міжнар. участю (Сєверодонецьк, 4 груд. 2020 р.). Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2020. С. 89-90.

136. Струтинський В. Б., Дрозденко В. М. Динамічні процеси в металорізальних верстатах : монографія. Київ: Основа–Принт, 2010. 440 с.

137. Сыркин В.В., Кузнецов Э.А., Савантиди Т.И. Гидроприводы технологических машин –автоматов. Омск: СибАДИ, 2002. 46 с.

138. Таванюк Т.Я. Система автоматичного керування спеціальним пресовим обладнанням з електрогідравлічним приводом: дис. ... канд. техн. наук: 05.13.07 / Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля. Луганськ, 2013. 154 с.

139. Таловеров В.Н. Оборудование кузнечно–прессовых цехов (Механические и гидравлические прессы. Методы исследования). Ульяновск: УлГТУ, 2001. 87 с.

140. Терехов В.М., Осипов О.И. Системы управления приводов.

Москва: АСАДЕМА, 2005. 304 с.

141. Трифонов О. Н., Иванов В.И., Трифонова Г.О. Приводы автоматизированного оборудования. Москва: Машиностроение, 1991. 336 с.

142. Трофимов Ю. В., Трофимов В. Т. Анализ динамических характеристик металлорежущих станков. *Инновационные технологии и оборудование машиностроительного комплекса*: межвузовский сб. науч. трудов. Воронеж. 2005. Вып. 3. С. 96–103.

143. Чепчуров М. С., Жуков Е. М. Оборудование с ЧПК машиностроительного производства и программная обработка. Белгород: Белгородский гос. технол. ун-т им. В. Г. Шухова, 2015. 190 с.

144. Черпаков Б. И., Вереина Л. И. Технологическое оборудование машиностроительного производства. Москва: Академия, 2015. 448 с.

145. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики: учеб. пос. для вузов. Москва: Машиностроение, 1979. 232 с.

146. Чупраков Ю.И. Электрогидравлические усилители. Москва: МАДИ, 1975. 124 с.

147. Шишмарев В.Ю. Типовые элементы систем автоматического управления: учеб. пос. Москва: Academia, 2009. 304 с.

148. Электрогидравлические следящие системы / ред. В.А. Хохлов. Москва: Машиностроение, 1971. 230 с.

149. Юревич Е.И. Теория автоматического управления. Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2007. 560 с.

150. Fesenko A., Basova Y., Ivanov V., Ivanova M., Yevsiukova F., Gasanov M. Increasing of equipment efficiency by intensification of technological processes. *Periodica Polytech. Mech. Eng.* 2019. 63(1), 67–73.

151. Guan C., Pan S. Adaptive sliding mode control of electro-hydraulic system with nonlinear unknown parameters. *Control Engineering Practice*. 2008. Vol. 16. No 11. P. 1275–1284.

152. Halanay A., Safta C., Ursu F., Ursu I. Stability analysis for a nonlinear

model of a hydraulic servomechanism in a servoelastic framework. *Nonlinear Analysis: Real World Applications*. 2009. Vol. 10. P. 1197-1209.

153. Kovalev V. D., Vasilchenko Y. V., Dašić P. Adaptive optimal control of a heavy lathe operation. *Journal of Mechanics Engineering and Automation (JMEA)*. 2014. Vol. 4. Issue 4. P. 269–275.

154. Kovalev V., Vasilchenko Y., Dašić P. Development of the integral complex of optimal control of heavy machine tools adaptive technological system for wind-power engineering parts. *Procedia Technology*. 2015. P. 145–152.

155. Kovalevskyy S., Kovalevska O., Koshevoy A., Tasić I. Using wave signatures for identifying mechanical objects. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2019. Vol. 568: 012117.

156. Krol O. Engineering forecasting of machine tools for designers: monograph. Sofia: Prof. Marin Drinov Academic Publishing House of Bulgarian Academy of Sciences, 2019. 114 p.

157. Krol O. Sokolov V. 3D Modeling of machine tools for designers: monograph. Sofia: Prof. Marin Drinov Academic Publishing House of Bulgarian Academy of Sciences. 2018. 140 p.

158. Krol O., Porkuian O., Sokolov V., Tsankov P. Vibration stability of spindle nodes in the zone of tool equipment optimal parameters. *Comptes rendus de l'Academie bulgare des Sciences*. 2019. Vol. 72. No 11. P. 1546-1556.

159. Krol O., Sokolov V. 3D modelling of angular spindle's head for machining centre. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1278: 012002.

160. Krol O., Sokolov V. Development of models and research into tooling for machining centers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol.13. o 1(93). P. 12–22.

161. Krol O., Sokolov V. Parametric Modeling of Gear Cutting Tools. *Advances in Manufacturing II. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 4. P. 3-11.

162. Krol O., Sokolov V. Parametric modeling of machine tools for designers: monograph. Sofia: Prof. Marin Drinov Academic Publishing House of Bulgarian Academy of Sciences. 2018. 112 p.
163. Krol O., Sokolov V. Parametric Modeling of Transverse Layout for Machine Tool Gearboxes. *Advances in Manufacturing II. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 4. P. 122-130.
164. Krol O., Sokolov V. Rational choice of machine tools for designers: monograph. Sofia: Prof. Marin Drinov Academic Publishing House of Bulgarian Academy of Sciences, 2019. 114 p.
165. Krol O., Sokolov V. Rational choice of machining tools using prediction procedures. *EUREKA: Physics and Engineering*. 2018. No 4. P. 15-20.
166. Krol O., Sokolov V.: Modeling Carrier System Dynamics for Metal-Cutting Machines. *2018 International Russian Automation Conference (RusAuto-Con)*. 2018. IEEE.
167. Krol O., Sokolov, V.: Modelling of spindle nodes for machining centers. *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 1084: 012007.
168. Krol O., Tsankov P., Sokolov V. Rational choice of two-support spindles for machining centers with lubrication system. *EUREKA: Physics and Engineering*. No 3. P. 52–58.
169. Lu. H., Lin W. Robust controller with disturbance rejection for hydraulic servo systems. *IEEE Trans. Indust. Elec.* 1993. Vol. 40. P. 157–162.
170. Nuruzzaman, M. Modeling and Simulating in Simulink for Engineers and Scientists. Bloomington: Author-House, 2005. 240 p.
171. Pavlenko I., Trojanowska J., Ivanov V., Liaposhchenko O. Scientific and methodological approach for the identification of mathematical models of mechanical systems by using artificial neural networks. *Innovation, Engineering and Entrepreneurship. HELIX 2018. Lecture Notes in Electrical Engineering*, 2019. Vol. 505. P. 299–306.

172. Schilling R., Harris S. Applied Numerical Methods for Engineers Using MATLAB. Pacific Grove, CA: Brooks/Cole. 2005. 715 p.

173. Sokolov V., Krol O. Installations criterion of deceleration device in volumetric hydraulic drive. *Procedia Engineering*. Vol. 206. P. 936–943.

174. Sokolov V. Transfer functions for shearing stress in nonstationary fluid friction. *Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019). ICIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2020. Vol. 1, P. 707-715.

175. Sokolov V., Krol O. Determination of Transfer Functions for Electrohydraulic Servo Drive of Technological Equipment. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing. DSMIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. P. 364-373.

176. Sokolov V., Krol O., Baturin Y. Dynamics Research and Automatic Control of Technological Equipment with Electrohydraulic Drive. *2019 International Russian Automation Conference (RusAutoCon)*. IEEE. 2019.

177. Sokolov V., Krol O., Stepanova O. Automatic Control System for Electrohydraulic Drive of Production Equipment. *2018 International Russian Automation Conference (RusAutoCon)*. IEEE. 2018.

178. Sokolov V., Krol O., Stepanova O. Choice of Correcting Link for Electrohydraulic Servo Drive of Technological Equipment. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2020. P. 702-710.

179. Sokolov V., Krol O., Stepanova O. Mathematical model of the automatic electrohydraulic drive with volume regulation. *TEKA. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. Vol. 17. No 1. 2017. P. 27-32.

180. Sokolov V., Krol O., Stepanova O., Tsankov P. Dynamic characteristics of rotary motion electrohydraulic drive with volume regulation. *Comptes rendus de l'Academie bulgare des Sciences*. 2020. Vol. 73. No 5. P. 691-702.

181. Sokolov V., Krol O., Stepanova O. Nonlinear simulation of electrohydraulic drive for technological equipment. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1278, 012003.
182. Tewari A. Modern Control Design with MATLAB and Simulink. Weinheim: John Wiley & Sons Ltd., 2002. 520 p.
183. Wang L., Book W., Huggins J. A hydraulic circuit for single rod cylinders *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*. 2012. Vol. 134: 011019.
184. Burennikov Y., Kozlov L., Pyliavets V., Piontkevych O. Mechatronic Hydraulic Drive with Regulator, Based on Artificial Neural Network. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017. Vol. 209: 012071.
185. Yang Y., Peng W., Meng D., Zhu S., Huang H. Reliability analysis of direct drive electrohydraulic servo valves based on a wear degradation process and individual differences. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part O: Journal of Risk and Reliability*. 2014. Vol. 228. P. 621-630.
186. Forental V., Forental M., Nazarov F. Investigation of Dynamic Characteristics of the Hydraulic Drive with Proportional Control. *Procedia Engineering*. 2015. Vol. 129. P. 695-701.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Програмне забезпечення для розрахунку перехідних процесів в автоматичному ЕГП ТО дросельного регулювання в середовищі пакету програм MATLAB

А.1. Файл вхідних даних EHDDATA.m

clc, echo on

% Файл вхідних даних

$P_n = 32.0e+6;$ % тиск насосної станції, Па;

$P_s = 0.2e+6;$ % тиск на злив, Па;

$H = 0.5;$ % хід поршня, м;

$D = 0.125;$ % діаметр поршня, м;

$ds_1 = 0.063;$ % діаметр штока в напірній порожнині НС, м;

$ds_2 = 0.063;$ % діаметр поршня в зливній порожнині НС, м;

$E_g = 1.0e+9;$ % модуль пружності робочої рідини, Па;

% $E_g = 0.8e+9 \dots 1.4e+9;$

$W_{no} = 0.2e-3;$ % Об'єм напірної лінії, що з'єднає НС з ЕНА, м³;

$W_{so} = 0.2e-3;$ % Об'єм зливного каналу, що з'єднає НС з ЕНА, м³;

$R_o = -5000;$ % Постійне навантаження, Н ;

$R_{st} = 0;$ % сила сухого тертя, Н ;

$K_t = 50000;$ % коефіцієнт сили в'язкого тертя, кг/с;

$C_n = 0;$ % жорсткість позиційного навантаження, Н/м;

$m = 500;$ % приведена маса рухомих частин, кг;

$I_{nom} = 0.3;$ % номінальний струм керуючої обмотки ЕНА, А;

$Q_{nom} = 0.00638$; % номінальний струм ЕНА, m^3/c ;
 $DP_{nom} = 32.0e+6$; % номінальний перепад тиску на ЕНА, m^3/c ;
 $Nu_1 = 80$; % частота при здвигу по фазі на 45 град, $Гц$;
 $Nu_2 = 125$; % частота при здвигу по фазі на 90 град, $Гц$;
 $H_p = 0.01$; % величина додатного перекриття ЕНА,
 % $H_p = 0 \dots 0.02$;
 $L_u = 1.0$; % індуктивність обмотки керування, $Гн$;
 % $L_u = 0.05 \dots 1.7 Гн$;
 $Rel = 100$; % актив. опір електричного ланцюга обмотки ЕМТ, $Ом$;
 % $Rel = 20 \dots 360 Ом$;
 $K_{oc} = 54$; % коефіцієнт передачі FB, B/m ;
 $K_{us} = 6$; % коефіцієнт підсилення EB;
 $U_b = 1.0$; % відношення вхідної напруги до номінальної;
 % $U_b = -1 \dots 1$.

А.2. Файл керуючої програми EHD.m

```

echo on
ehddata
echo off
global k
global T
global a
global U
global R
T2u=1/2/pi/Nu2;
T1u=1/2/pi/Nu1-2*pi*Nu1/(2*pi*Nu2)^2;
QQ=Qnom*sqrt(Pn/DPnom)/(1-Hp);
F1=pi*(D^2-ds1^2)/4;
F2=pi*(D^2-ds2^2)/4;

```

$$V_o = QQ/F1;$$

$$P_{sb} = P_s/P_n;$$

$$R_{sb} = R_{st}/(P_n * F1);$$

$$W_{nb} = 2 * W_{no}/(F1 * H);$$

$$W_{sb} = 2 * W_{so}/(F2 * H);$$

$$k(1) = F2/F1;$$

$$k(3) = K_t * V_o/(P_n * F1);$$

$$k(2) = C_n * H/(2 * P_n * F1);$$

$$k(4) = R_{sb};$$

$$T(1) = F1 * H * P_n/(2 * E_g * QQ);$$

$$T(2) = F2 * H * P_n/(2 * E_g * QQ);$$

$$T(3) = m * V_o/(P_n * F1);$$

$$T(4) = H/(2 * V_o);$$

$$a(1) = K_{us};$$

$$a(2) = L_u/Rel;$$

$$a(3) = T_{2u} * T_{2u};$$

$$a(4) = T_{1u};$$

$$a(5) = K_{oc} * H/(2 * I_{nom} * Rel);$$

$$a(6) = H_p;$$

$$a(7) = P_{sb};$$

$$a(8) = W_{nb};$$

$$a(9) = W_{sb};$$

$$U = U_b;$$

$$R = R_o/(P_n * F1);$$

$$DPR = K_{us}/Rel * QQ/I_{nom}/F1 * K_{oc};$$

$$T_{finish} = 6/DPR;$$

$$P_{10} = k(4) + R;$$

$$y_0 = [P_{10} \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]';$$

$$[t, y] = \text{odemod}('ehdsys', 0, T_{finish}, y_0);$$

```

n=length(y(:,1)); X=y(:,6); Y=y(:,4);
for i=1:n,
z(i)=U-Y(i);
X(i)= max(X(i),-1); X(i)=min(X(i),1);
end
subplot(221),plot(t,z),grid,title('Напруга на виході ЕВ')
subplot(222),plot(t,X),grid,title('Переміщення золотника')
subplot(223),plot(t,y(:,3)),grid,title('Швидкість поршня')
subplot(224),plot(t,y(:,4)),grid,title('Переміщення поршня')

```

А3. Файл підпрограми обчислювання правих частин системи диференціальних рівнянь EHDSYS.m

```

function [dy, y, finish]=EHDSYS(t,y)
global k
global T
global a
global U
global R
% y(1) – тиск в напірній лінії;
% y(2) – тиск в зливній лінії;
% y(3) – швидкість поршня;
% y(4) – переміщення поршня;
% y(5) – швидкість переміщення золотника;
% y(6) – переміщення золотника;
% y(7) – струм в обмотці керування;
finish=[];
Uus=a(1)*(U-y(4));
y(7)=max(y(7),-1); y(7)=min(y(7),1);
dy(7)=(a(5)*Uus-y(7))/a(2);

```



```

dy(6)=y(5);
y(6)=max(y(6),-1); y(6)=min(y(6),1);
dy(5)=(y(7)-y(6)-a(4)*y(5))/a(3);
    if abs(y(6)) <= a(6), Q1=0;
        Q2=0;
    else
        if y(6) > a(6), Q1=(y(6)-a(6))*sqrt...
            (2*abs(1-y(1)))*sign(1-y(1));
            Q2=(y(6)-a(6))*sqrt...
            (2*abs(y(2)-a(7)))*sign(y(2)-a(7));
        else
            Q1=(y(6)+a(6))*sqrt...
            (2*abs(y(1)-a(7)))*sign(y(1)-a(7));
            Q2=(y(6)+a(6))*sqrt...
            (2*abs(1-y(2)))*sign(1-y(2));
        end
    end
end
dy(1)=(Q1-y(3))/T(1)/(1+a(8)+y(4));
dy(2)=(-Q2+k(1)*y(3))/T(2)/(1+a(9)-y(4));
dy(3)=(y(1)-k(1)*y(2)-k(3)*y(3)-k(4)*sign(y(3))-R-...
    k(2)*y(4))/T(3);
y(4)=max(-1,y(4));y(4)=min(1,y(4));
if y(4) == 1, y(3)=min(y(3),0);dy(3)=min(dy(3),0);end
if y(4) ==-1, y(3)=max(y(3),0);dy(3)=max(dy(3),0);end
dy(4)=y(3)/T(4);

```

A.4. Файл модифікованої підпрограми інтегрування методом Рунге-Кутта ODEMOM.m

```

function [tout, yout] = odemod(FunFcn, t0, tfinal, y0, tol)
% підпрограма інтегрування систем звичайних диференціальних рівнянь

```

```

% методом Рунге-Кутта
% (модифікація підпрограми ODE45 з метою забезпечення можливості
% закінчення процесу інтегрування по умові, а також введення обмежень
% для базових змінних в підпрограмі обчислення правих частин системи)
%
% Підпрограма обчислення правих частин
% FUNCTION [ DY , Y , FINISH ] = FunFcn( T , Y )
% DY – масив похідних
% Y – масив базових змінних
% FINISH – признак закінчення процесу інтегрування по умові
% (при виконанні умови задати FINISH = 1)
if nargin < 5, tol=1.e-5; end
alpha = [1/4 3/8 12/13 1 1/2]';
beta = [ [ 1 0 0 0 0 0 ]/4
         [ 3 9 0 0 0 0 ]/32
         [ 1932 -7200 7296 0 0 0 ]/2197
         [ 8341 -32832 29440 -845 0 0 ]/4104
         [ -6080 41040 -28352 9295 -5643 0 ]/20520 ]';
gamma = [ [902880 0 3953664 3855735 -1371249 277020]/7618050
          [ -2090 0 22528 21970 -15048 -27360 ]/752400 ]';
pow = 1/5; t = t0; hmax = (tfinal - t)/5; hmin = (tfinal - t)/20000;
h = (tfinal - t)/100; y = y0(:); f = y*zeros(1,6); final=0;
tout = t; yout = y.'; tau = tol * max(norm(y, 'inf'), 1);
% The main loop
while (t < tfinal) & (h >= hmin) & (final == 0)
    if t + h > tfinal, h = tfinal - t; end
    % Compute the slopes
    [dy,y,finish] = feval(FunFcn,t,y);
    f(:,1) = dy.'; final=length(finish);

```

```

for j = 1:5
ypr=y+h*f*beta(:,j);
[dy,ypr,fin] = feval(FunFcn, t+alpha(j)*h, ypr);
f(:,j+1) = dy.';
end
% Estimate the error and the acceptable error
delta = norm(h*f*gamma(:,2),'inf');
tau = tol*max(norm(y,'inf'),1.0);
% Update the solution only if the error is acceptable
if delta <= tau & final == 0
    t = t + h;
    y = y + h*f*gamma(:,1);
    tout = [tout; t];
    yout = [yout; y.'];
end
% Update the step size
if delta ~= 0.0
    h = min(hmax, 0.8*h*(tau/delta)^pow);
end
end;
if (t < tfinal & final == 0), disp('Сингулярне рішення'), t, end

```

ДОДАТОК Б

Розрахунок фільтра Калмана-Бюсі в середовищі пакета MATLAB

$[KEST, L, P] = KALMAN (SYS, QN, RN, NN)$ designs a Kalman estimator KEST for the continuous- or discrete-time plant SYS. For continuous-time plants

$$\dot{x} = Ax + Bu + Gw \quad \{\text{State equation}\}$$

$$y = Cx + Du + Hw + v \quad \{\text{Measurements}\}$$

with known inputs u , process disturbances w , and measurement noise v ,

KEST uses $[u(t);y(t)]$ to generate optimal estimates $y_e(t),x_e(t)$ of $y(t),x(t)$ by:

$$\dot{x}_e = Ax_e + Bu + L (y - Cx_e - Du)$$

$$|y_e| = |C| x_e + |D| u$$

$$|x_e| \quad |I| \quad |0|$$

KALMAN takes the state-space model $SYS = SS (A, [B G], C, [D H])$ and the covariance matrices:

$$QN = E\{ww'\}, \quad RN = E\{vv'\}, \quad NN = E\{ww'\}.$$

The row size of QN specifies the length of w and NN is set to 0 when omitted. KALMAN returns the estimator gain L and the steady-state error covariance P (solution of the associated Riccati equation).

$[KEST, L, P] = KALMAN (SYS, QN, RN, NN, SENSORS, KNOWN)$ handles more general situations where

* Not all outputs of SYS are measured

* The disturbance inputs w are not the last inputs of SYS.

The index vectors SENSORS and KNOWN then specify which outputs y of SYS are measured and which inputs u to SYS are known. All other inputs of SYS are

assumed stochastic.

For discrete-time plants, KALMAN can compute a "current" or "delayed" Kalman estimator. The "current" estimator uses all measurements up to $y[n]$ to estimate $x[n]$. The "delayed" estimator uses only past measurements up to $y[n-1]$ and is easier to embed in digital control loops. The equations of the current estimator:

$$x[n+1|n] = Ax[n|n-1] + Bu[n] + L (y[n] - Cx[n|n-1] - Du[n])$$

$$y[n|n] = Cx[n|n] + Du[n]$$

$$x[n|n] = x[n|n-1] + M (y[n] - Cx[n|n-1] - Du[n])$$

The delayed estimator has the same state equation but outputs $y[n|n-1] = Cx[n|n-1] + Du[n]$ and $x[n|n-1]$ instead of $y[n|n]$ and $x[n|n]$.

$[KEST, L, P, M, Z] = KALMAN (SYS, QN, RN, \dots, TYPE)$ specifies the estimator type for discrete-time plants SYS. The string TYPE is either 'current' (default) or 'delayed'. KALMAN returns the estimator and innovation gains L and M and the steady-state error covariances:

$$P = E\{(x - x[n|n-1])(x - x[n|n-1])'\} \quad (\text{Riccati solution})$$

$$Z = E\{(x - x[n|n])(x - x[n|n])'\}$$

ДОДАТОК В

Розрахунок оптимального регулятора в середовищі пакета MATLAB

$[K, S, E] = \text{LQR}(\text{SYS}, Q, R, N)$ calculates the optimal gain matrix K such that:

* For a continuous-time state-space model SYS , the state-feedback

law $u = -Kx$ minimizes the cost function

$$J = \text{Integral} \{x'Qx + u'Ru + 2*x'Nu\} dt$$

subject to the system dynamics $dx/dt = Ax + Bu$

* For a discrete-time state-space model SYS , $u[n] = -Kx[n]$ minimizes

$$J = \text{Sum} \{x'Qx + u'Ru + 2*x'Nu\}$$

subject to $x[n+1] = Ax[n] + Bu[n]$.

The matrix N is set to zero when omitted. Also returned are the the solution S of the associated algebraic Riccati equation and the closed-loop eigenvalues

$$E = \text{EIG}(A-B*K).$$

$[K, S, E] = \text{LQR}(A, B, Q, R, N)$ is an equivalent syntax for continuous-time models with dynamics $dx/dt = Ax + Bu$

ДОДАТОК Г
АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ



Приватне акціонерне товариство
«Севєродонецький ОРГХІМ»

код ЄДРПОУ 00206109,
ІПН 002061012141,
свідоцтво платника
ПДВ № 100336422

Гвардійський проспект, 32,
м. Севєродонецьк,
Луганської області,
Україна, 93406,
тел.: +38 (06452) 285 25
факс: +38 (06452) 285 19
e-mail: poste@orghim.ua
www.orghim.ua

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Голова правління ПАТ
«Севєродонецький ОРГХІМ»
М.В.Кошовець
2020 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів і висновків
дисертаційної роботи Степанової Оксани Геннадіївни
«Покращення експлуатаційних характеристик технологічного
обладнання удосконаленням електрогідравлічних приводів»

Комісія в складі голови – Кошовця М.В., Голови правління, і членів: Азарова М.І., технічного директора, та Бондаренка С.П., начальника відділу хімічних виробництв, розглянувши дисертаційну роботу Степанової О.Г. «Покращення експлуатаційних характеристик технологічного обладнання удосконаленням електрогідравлічних приводів», встановила:

1. Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуальної науково-технічної задачі покращення експлуатаційних характеристик технологічного обладнання шляхом удосконалення електрогідравлічних приводів, що забезпечує зменшення енергоємності та збільшення продуктивності обладнання.

2. Наукову новизну та практичне значення складають наступні результати: математична модель автоматичного електрогідравлічного приводу (ЕГП) дросельного регулювання з використанням технічних даних базових пристроїв; математична модель ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання з урахуванням динамічних властивостей електрогідравлічного



Приватне акціонерне товариство
«Сєвєродонєцький ОРГХІМ»

код ЄДРПОУ 00206109,
ІПН 002061012141,
свідоцтво платника
ПДВ № 100336422

Гвардійський проспект, 32,
м. Сєвєродонєцьк,
Луганської області,
Україна, 93406,
тел.: +38 (06452) 285 25
факс: +38 (06452) 285 19
e-mail: poste@orghim.ua
www.orghim.ua

підсилювача; математична модель ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання як об'єкту керування; застосування у ланцюгу електромеханічного перетворювача реальної пропорційно-диференціальної ланки для підвищення швидкодії приводу та зниження його швидкісної погрішності; система автоматичного керування ЕГП обертального руху, яка враховує стохастичні збурюючі впливи та шум спостереження; технічні рішення, на які отримано патенти України, що покращують експлуатаційні характеристики технологічного обладнання з ЕГП; інженерна методика проектного розрахунку автоматичного ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання, яка дозволяє по значенням максимального моменту навантаження та частоти обертання гідромотора виконувати оцінку основних параметрів та вибір елементів і пристроїв приводу, а також прогноз статичних й динамічних характеристик.

3. Результати і висновки дисертаційної роботи використані на ПАТ «Сєвєродонєцький ОРГХІМ» при удосконаленні існуючого технологічного обладнання, при розробці заходів щодо модернізації та оновлення обладнання з електрогідрравлічними приводами.

4. Очікуваний економічний ефект від впровадження результатів і висновків дисертаційної роботи складає понад 48 тис. грн.

5. Дисертаційна робота Степанової О.Г. «Покращення експлуатаційних характеристик технологічного обладнання удосконаленням електрогідрравлічних приводів» являється самостійним закінченим дослідженням, результати якого представлені у вигляді науково-обґрунтованих рекомендацій, інженерних методик розрахунку, конструктивних і схемних рішень, виконаних на сучасному науково-технічному рівні.

Голова комісії

Члени комісії:

М.В.Кошовець

М.І.Азаров

С.П.Бондаренко



Т.: +380 (6452) 27721
 Ф.: +380 (645) 705100
 Е.: office@khimtekh.lg.ua

ЄДРПОУ 35774461
 ІПН 357744612145

ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ
 «НАУКОВО-ПРОЕКТНИЙ ІНСТИТУТ ХІМІЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
 «ХІМТЕХНОЛОГІЯ»
 пр-т Центральний, 71, м. Сєвєродонецьк,
 Луганська обл., Україна, 93400
 www.giap.ru

23.11.2020 № 2/01-2785
 На № _____ від _____



АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів і висновків дисертаційної роботи
 Степанової Оксани Геннадіївни
 «Покращення експлуатаційних характеристик
 технологічного обладнання удосконаленням
 електрогідравлічних приводів»

Комісія в складі голови – Кулікова Д.О., Генерального директора, і членів: Ткачова В.І., директора технічного, та Дорогіна О.О., головного конструктора з механічної частини проектів, склала даний акт по факту використання у ТОВ «Хімтехнологія» результатів і висновків досліджень, виконаних у дисертаційній роботі О.Г. Степанової на тему «Покращення експлуатаційних характеристик технологічного обладнання удосконаленням електрогідравлічних приводів».

ТОВ «Хімтехнологія» були передані:

- математична модель автоматичного електрогідравлічного приводу (ЕГП) дросельного регулювання з використанням технічних даних базових пристроїв, що забезпечує уточнення розрахунків характеристик приводу;
- математична модель ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання з урахуванням динамічних властивостей електрогідравлічного підсилювача, а також математична модель приводу обладнання як об'єкту керування, що взята за основу для розробки системи автоматичного керування;
- програмне забезпечення для моделювання динамічних характеристик ЕГП в середовищі пакету прикладних програм MATLAB;
- метод автоматичного керування, система автоматичного керування



ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання, що враховує стохастичні збуджуючі впливи та шум спостереження;

- технічні рішення, на які отримано патенти України, що покращують експлуатаційні характеристики технологічного обладнання з ЕГП;

- інженерна методика проектного розрахунку автоматичного ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання, яка дозволяє по значенням максимального моменту навантаження та частоти обертання гідромотора виконувати оцінку основних параметрів та вибір елементів і пристроїв приводу, а також прогноз статичних й динамічних характеристик.

На основі поданих матеріалів комісія встановила наступне:

1. В дисертаційній роботі вирішена актуальна науково-технічна задача покращення експлуатаційних характеристик технологічного обладнання шляхом удосконалення ЕГП, що забезпечує зменшення енергоємності та збільшення продуктивності обладнання.

2. Практичне значення роботи полягає у розробці технічних рішень, на які отримано патенти України, що покращують експлуатаційні характеристики технологічного обладнання з ЕГП; у розробці інженерної методики проектного розрахунку автоматичного ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання, яка дозволяє по значенням максимального моменту навантаження та частоти обертання гідромотора виконувати оцінку основних параметрів та вибір елементів і пристроїв приводу, а також прогноз статичних й динамічних характеристик.

3. Результати і висновки дисертаційної роботи О.Г. Степанової «Покращення експлуатаційних характеристик технологічного обладнання удосконаленням електрогідравлічних приводів» використовуються на ТОВ «Хімтехнологія» при модернізації технологічного обладнання, при розробці заходів щодо оновлення та розвитку матеріально-технічної бази підприємства.

4. Очікуваний економічний ефект від впровадження результатів дисертаційної роботи складає понад 37 тис. грн.

Голова комісії

Члени комісії:

Куліков Д.О.

Ткачов В.І.

Дорогін О.О.



АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів і висновків дисертаційної роботи
 Степанової Оксани Геннадіївни «Покращення експлуатаційних
 характеристик технологічного обладнання удосконаленням
 електрогідравлічних приводів»

Комісія в складі голови – С.О. Кудрявцева, к.т.н., доцента, декана факультету інженерії СНУ ім. В. Даля, і членів: О.С. Кроля, к.т.н., професора кафедри машинобудування та прикладної механіки, та О.В. Браславської, провідного інженера кафедри машинобудування та прикладної механіки, склала даний акт по факту використання у Східноукраїнському національному університеті імені Володимира Даля результатів і висновків досліджень, виконаних у дисертаційній роботі О.Г. Степанової на тему «Покращення експлуатаційних характеристик технологічного обладнання удосконаленням електрогідравлічних приводів».

У ході виконання курсового проектування та випускних кваліфікаційних робіт студентів спеціальностей 131 «Прикладна механіка, 133 «Галузеве машинобудування», підготовки та видання підручників і навчальних посібників, проведення лекційних, лабораторних і практичних занять у 2018/2019, 2019/2020 та 2020/2021 навчальних роках було впроваджено в навчальний процес наступні результати та висновки дисертаційної роботи:

- математична модель автоматичного електрогідравлічного приводу (ЕГП) дросельного регулювання з використанням технічних даних базових пристроїв;

- математична модель ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання з урахуванням динамічних властивостей електрогідравлічного підсилювача;

- математична модель ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання як об'єкту керування;

- застосування у ланцюгу електромеханічного перетворювача реальної пропорційно-диференціальної ланки для підвищення швидкодії приводу та зниження його швидкісної погрішності;

- система автоматичного керування ЕГП обертального руху, яка враховує стохастичні збурюючі впливи та шум спостереження;

- технічні рішення, на які отримано патенти України, що покращують експлуатаційні характеристики технологічного обладнання з ЕГП;

- інженерна методика проектного розрахунку автоматичного ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання, яка дозволяє по значенням максимального моменту навантаження та частоти обертання гідромотора виконувати оцінку основних параметрів та вибір елементів і пристроїв приводу, а також прогноз статичних й динамічних характеристик.

З використанням поданих матеріалів удосконалено навчально—методичні комплекси дисциплін та видані навчальні посібники для студентів, що навчаються за спеціальностями 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування», розроблено програмні засоби щодо виконання курсових і дипломних проектів, методичне та програмне забезпечення для проведення науково-дослідних робіт.

Голова комісії



Кудрявцев С.О.

Члени комісії:



Кроль О.С.



Браславська О.В.