

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія



КОРЧАК ОЛЕНА СЕРГІЇВНА

УДК 621.979:621.73.06:62-822

**РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ ПРОЕКТУВАННЯ
ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ З НАСОСНО-АКУМУЛЯТОРНИМ
ПРИВОДОМ ТА ІНДИВІДУАЛЬНИМ СЕРВОПРИВОДОМ**

Спеціальність 05.03.05 – Процеси та машини обробки тиском

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Краматорськ – 2018

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано у Донбаській державній машинобудівній академії (ДДМА, м. Краматорськ) Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Лаптев Олександр Михайлович
Донбаська державна машинобудівна академія

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Андренко Павло Миколайович
професор кафедри «Деталі машин та мехатронні системи», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»;

доктор технічних наук, професор
Гожій Сергій Петрович
професор кафедри «Механіка пластичності матеріалів та ресурсозберігаючих процесів», Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»;

доктор технічних наук, доцент
Явтушенко Олександр Вікторович
завідувач кафедри «Обробка металів тиском», Запорізька державна інженерна академія.

Захист відбудеться «29» березня 2018 р. о 10⁰⁰ на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 12.105.01 в Донбаській державній машинобудівній академії (84313, м. Краматорськ, вул. Академічна, 72, 1-й навчальний корпус, ауд. 1319).

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Донбаської державної машинобудівної академії (84313, м. Краматорськ, вул. Академічна, 72, 1-й навчальний корпус).

Автореферат розіслано «27» лютого 2018 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради Д 12.105.01,
кандидат технічних наук, доцент



Ю. К. Доброносів

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Освоєння промисловими підприємствами України ресурсозберігаючих технологій виготовлення поковок відповідального призначення потребує розробки та впровадження кардинально нових і прогресивних рішень, спрямованих на підвищення технічної оснащеності вітчизняного виробництва. Для налагодженого випуску крупнокаліберних стволів артилерійських установок, бурових штанг для геологорозвідки природного газу та копалин, вітроенергетичних установок та інших важливих об'єктів необхідним є створення в найкоротші строки потужного парку ковальсько-пресового обладнання (КПО) на базі гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом (НАП) як найбільш надійного, продуктивного й енергоефективного виду обладнання обробки матеріалів тиском (ОМТ), яке відповідає сучасному світовому рівню розвитку науки, техніки та виробництва.

Однією з серйозних проблем, що перешкоджають підвищенню ефективності роботи діючих гідравлічних пресів з НАП, є застарілі системи керування, а переважна більшість гідравлічних пресів, особливо потужних, відрізняються підвищеною тихохідністю. Необґрунтовано довгі й перенавантажені гідравлічними опорами гідролінії системи керування розміщені на великих площах цехів. Це призводить до суттєвого збільшення зведених мас робочої рідини та зниження вагомості дросельних регулювальних пристроїв, що відповідають за безударне керування машиною, в загальному опорі відповідних гідроліній.

При цьому тихохідність гідравлічних пресів з НАП пояснюється не стільки самими фізичними процесами, що відбуваються в їх приводах, скільки невиченістю цих процесів та пов'язаною з нею відсутністю досконалого математичного апарата для розробки раціональних за швидкодією режимів роботи машин, а також конструкцій систем керування, необхідних для реалізації цих режимів. Наведене ствердження є основною гіпотезою дисертаційної роботи.

З появою в КПО сучасного індивідуального сервоприводу виникає необхідність переглянути існуючі погляди та підходи на проектування систем керування гідравлічними пресами з НАП, в яких можливості індивідуального сервоприводу використовуються в недостатній мірі. Ефективність роботи гідравлічних пресів з НАП широкого діапазону зусиль може бути значно збільшена шляхом раціонального проектування їх приводів і правильного підбору регулювальних пристроїв, які забезпечують швидкі та безударні розгін та гальмування рухомих мас. Розв'язання цієї проблеми можливе на базі подальшого розвитку інженерного аналізу гідравлічних пресів з НАП, а використання індивідуального сервоприводу, нових конструктивних рішень та засобів їх моделювання дозволить суттєво покращити динаміку гідравлічних пресів з НАП.

Таким чином, удосконалення конструкцій та режимів роботи гідравлічних пресів з НАП, які працюють на базі індивідуальних сервоприводів, та розвиток наукових основ їх проектування має важливе науково-практичне й виробниче значення та свідчить про актуальність теми дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертаційної роботи відповідає пріоритетному тематичному напрямку наукових

досліджень «Створення та застосування технологій отримання, зварювання, з'єднання та оброблення конструкційних, функціональних і композиційних матеріалів» (постанова Кабінету Міністрів України №942 від 07.09.2011 р.) та пріоритетному тематичному напрямку Донбаської державної машинобудівної академії (ДДМА) «Ресурсо- і енергозберігаючі процеси та обладнання для обробки нових матеріалів» (наказ МОНМСУ №535 від 07.06.2011 р.). Роботу виконано в рамках держбюджетних науково-дослідних робіт (НДР) ДДМА, передбачених планами Міністерства освіти і науки України (№ держреєстрації 0111U000887, 0114U002536, 0110U006163), в яких авторка приймала участь як виконавець, а також в рамках комплексу НДР, виконаних сумісно з ПрАТ «Новокраматорський машинобудівний завод» (НКМЗ). Авторка є керівником кафедральної держбюджетної теми 0115U004735.

Мета та задачі дослідження. Метою дисертації є підвищення ефективності роботи гідравлічних пресів з НАП на основі розвитку наукових основ їх проектування та розробки нових пристроїв і рекомендацій з удосконалення їх конструкцій на базі індивідуального сервоприводу.

Для досягнення вказаної мети в роботі були поставлені та вирішені наступні основні задачі:

- проаналізувати технічний рівень та методи проектування сучасних гідравлічних пресів з НАП, встановити перспективи їх подальшого розвитку;
- провести експериментальні дослідження всіх етапів машинного циклу діючих гідравлічних пресів з НАП, які працюють на базі індивідуальних сервоприводів, експериментально визначити їх базові параметри та встановити динамічні особливості на ходах наближення, робочому та зворотному, а також в період декомпресії робочих циліндрів від високого тиску;
- спираючись на дані експериментальних досліджень, математично описати процес заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску, розробити математичні моделі переміщення рухомої поперечини на ході наближення та запропонувати на основі їх аналізу раціональні за швидкодією режими роботи;
- встановити взаємозв'язок між процесами декомпресії робочих циліндрів від високого тиску, знеміцнення металу поковки, заповнення зворотних циліндрів рідиною високого тиску з акумулятора та випрямлення столу преса, які відбуваються одночасно, оцінити їх вплив на ефективність роботи гідравлічних пресів з НАП;
- уточнити математичну модель гальмування рухомої поперечини у верхньому положенні та розробити на її основі раціональні режими швидкого та безударного гальмування;
- встановити вплив системи врівноважувальних циліндрів на динамічні характеристики гідравлічних пресів з НАП на всіх етапах машинного циклу;
- на основі створених математичних моделей та результатів експериментальних досліджень розробити метод інженерного аналізу гідравлічних пресів з НАП, які працюють на базі індивідуальних сервоприводів, для його використання при проектуванні нових машин і модернізації існуючих;
- розробити комплекс інноваційних пристроїв для удосконалення конс-

трукцій та режимів роботи гідравлічних пресів з НАП;

- надати практичні рекомендації з реалізації результатів дисертаційної роботи у виробництві при проектуванні та експлуатації гідравлічних пресів з НАП та індивідуальним сервоприводом.

Об'єкт дослідження. Гідравлічні преси з насосно-акумуляторним приводом та індивідуальним сервоприводом.

Предмет дослідження. Процеси, що відбуваються в гідросистемах і металоконструкції пресів на різних етапах машинного циклу з урахуванням їх взаємозв'язку, а також вплив цих процесів на ефективність роботи гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом та індивідуальним сервоприводом.

Методи дослідження. В основу теоретичних досліджень процесів, що відбуваються в гідросистемах пресів з НАП, які працюють на базі індивідуальних сервоприводів, покладені диференційні рівняння Д'Аламбера, методи теорії механіки рідини та газу, теорії об'ємного гідроприводу, прикладних теорій коливань, удару та пружності. В ході теоретичних досліджень застосований системний підхід, який передбачає розгляд кожного етапу машинного циклу гідравлічного преса з НАП як єдиного цілого з урахуванням взаємозв'язку та взаємного впливу окремих його етапів.

Експериментальні дослідження гідравлічних пресів з НАП проводилися в умовах реального виробництва з використанням сучасних електронних перетворювачів фізичних величин у цифрові сигнали, а також методів планування експерименту та математичної статистики.

Наукову новизну роботи становлять наступні її результати:

1. Вперше запропоновано метод інженерного аналізу, при якому, на відміну від існуючих методів розрахунку, послідовність проектування гідравлічних пресів з НАП та індивідуальним сервоприводом відповідає послідовності виконання етапів машинного циклу, що дозволяє встановити взаємозв'язок систем високого та низького тисків, гідроліній робочих, зворотних та врівноважувальних циліндрів та закономірності їх сумісного впливу на динаміку переміщення рухомої поперечини, а також підвищити точність та обґрунтованість розрахунків при проектуванні гідравлічних пресів.

2. Вперше встановлено взаємозв'язок між процесами, що відбуваються в робочих циліндрах гідравлічного преса при їх заповненні рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки, та параметрами системи зворотних циліндрів, що дозволило визначити раціональні за швидкодією режими здійснення ходу наближення гідравлічних пресів з НАП та індивідуальним сервоприводом.

3. Вперше встановлені закономірності впливу системи врівноважувальних циліндрів на динаміку переміщення рухомої поперечини, що дозволяють підвищити швидкодію та зменшити імовірність виникнення гідроудару при роботі гідравлічних пресів з НАП та індивідуальним сервоприводом на різних етапах машинного циклу.

4. Вперше встановлено взаємозв'язок між процесами декомпресії робочих циліндрів від високого тиску, знеміцнення металу поковки, заповнення зворотних циліндрів рідиною високого тиску з акумулятора та випрямлення столу

преса, які відбуваються одночасно, що дозволило встановити їх вплив на ефективність роботи гідравлічних пресів з НАП та індивідуальним сервоприводом на робочому ході та досягти точного гальмування рухомої поперечини на заданому розмірі поковки завдяки створенню умов відсутності її інерційного вибігу після закриття регулювального клапана.

5. Вперше введений у теорію проектування гідравлічних пресів та науково обґрунтований «фактор вагомості клапана», який дозволяє обирати для систем керування гідравлічними пресами з НАП та індивідуальним сервоприводом регулювальні клапани, що забезпечують високу швидкодію та точність гальмування рухомої поперечини на заданому розмірі поковки шляхом точного перерозподілу гідравлічного опору між регулювальним клапаном і компонентами гідроліній.

6. Набула подальшого розвитку математична модель гальмування рухомої поперечини на зворотному ході, яка, на відміну від існуючих, враховує параметри коливальної системи, що складається з самої рухомої поперечини та додатково включає масу рідини в робочих, зворотних і врівноважувальних циліндрах, що дає змогу підвищити швидкодію та зменшити імовірність виникнення гідроудару при реверсі рухомої поперечини у верхньому положенні.

7. Набув подальшого розвитку метод теоретико-експериментального визначення базових параметрів гідравлічних пресів з НАП та індивідуальним сервоприводом на ходах наближення, робочому та зворотному, а також у період декомпресії робочих циліндрів від високого тиску, в якому, на відміну від існуючих, автоматизованою системою керування пресами здійснюється поточний контроль основних параметрів їх гідросистем за допомогою датчиків, що дозволяє знизити трудомісткість визначення параметрів пресів і окремих ділянок їх гідроприводу та підвищити точність отриманих результатів.

Практичну цінність роботи складають наступні її результати:

- комплекс методик розрахунку базових параметрів систем керування гідравлічними пресами з НАП та індивідуальним сервоприводом на базі розробленого методу інженерного аналізу;
- нові методики визначення раціональних за швидкістю режимів роботи гідравлічних пресів з НАП та індивідуальним сервоприводом на різних етапах машинного циклу на базі розроблених математичних моделей;
- практичні рекомендації з удосконалення та раціонального проектування систем керування гідравлічними пресами з НАП та індивідуальним сервоприводом, які забезпечують підвищення ефективності їх роботи;
- комплекс інноваційних пристроїв і рекомендацій з удосконалення конструкцій та режимів роботи гідравлічних пресів, а також пристроїв регулювання та керування на базі індивідуального сервоприводу та супровідні їм методики розрахунку швидкісних параметрів гідравлічних пресів з НАП.

Науково-технічні рішення, створені в дисертації, пройшли експертну оцінку, визнані ТОВ «НПП «Укртехексперт», як такі, що відрізняються практичною цінністю, відповідають сучасним вимогам виробництва, мають підвищені експлуатаційні характеристики, ефективні й надійні в роботі, та рекомендовані для використання у виробництві.

Результати роботи впроваджені на ПрАТ «НКМЗ» та ПАТ «Енергомашпецсталь» для удосконалення конструкцій, режимів роботи та методів розрахунку ковальських гідравлічних пресів з НАП, а також у рамках комплексу науково-дослідних робіт з удосконалення технологій та обладнання для виробництва металопродукції шляхом гарячої обробки тиском.

Сумарний економічний ефект від впровадження розробок склав 5,615,000 (п'ять мільйонів шістсот п'ятнадцять тисяч) грн.

Науково-практичні розробки роботи використовуються у навчальному процесі та НДР кафедри «Механіка пластичного формування» (МПФ) ДДМА при вивченні дисциплін «Ковальсько-штампувальне обладнання», «Технологічні комплекси обробки тиском» та «Інтелектуальна власність», виконанні студентами курсових, дипломних проектів і магістерських наукових робіт.

Особистий внесок здобувачки. При проведенні досліджень, результати яких опубліковано у співавторстві, авторкою дисертації визначений основний напрямок і розроблена стратегія їх поетапного проведення, сформульована мета та поставлені наукові задачі, розроблені базові теоретичні гіпотези, математичні моделі та методики інженерного аналізу, виконано комплекс експериментальних досліджень, розроблено метод теоретико-експериментального визначення базових параметрів гідравлічних пресів з НАП, проаналізовані отримані результати, сформульовані основні висновки, розроблені пристрої та рекомендації для впровадження їх у виробництво.

Особистий внесок здобувачки у роботах, опублікованих у співавторстві, сформульований в анотації до списку опублікованих робіт.

Апробація роботи. Основні положення, наукові та практичні результати дисертаційної роботи доповідалися на міжнародних науково-технічних конференціях (МНТК), у тому числі: МНТК з проблем дослідження й удосконалення технологій та обладнання обробки тиском (Краматорськ, ДДМА, 2008 – 2011 pp.); XV – XIX МНТК «Досягнення та проблеми розвитку технологій і машин обробки тиском» (Краматорськ, ДДМА, 2012 – 2016 pp.); 8th–12th, 14th International Conferences «Research and Development in Mechanical Industry» RaDMI (Serbia, 2008 – 2012, 2014 pp.); III МНТК «Машини та пластична деформація металів» (Запорозжя, ЗНТУ, 2015 p.); VI і VII МНТК «Теоретичні та практичні проблеми в обробці матеріалів тиском і якості фахової освіти» (Київ, КП, 2015 p.; Київ – Херсон, 2016 p.); VI і VII МНТК «Ресурсозбереження та енергоефективність процесів і обладнання обробки тиском в машинобудуванні та металургії» (Харків, ХП, 2014, 2015 pp.); III МНТК «Азовмаш» (Маріуполь, Азовмаш, 2013 p.); XVI і XVII МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта» (Одеса – Київ, 2015, 2016 pp.); XVI і XVII International scientific conferences «New technologies and achievements in metallurgy and material engineering and production engineering» (Poland, Czestochowa, 2015, 2016 pp.); IX і XIII МНТК «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку» (Краматорськ, ДДМА, 2011, 2015 pp.); V і VI МНТК «Перспективи розвитку гірничо-металургійного комплексу» (Краматорськ, ПрАТ «НКМЗ», 2008, 2010 pp.); VII МНТК «Інтелект молодих – виробництву» (Краматорськ, ПрАТ «НКМЗ», 2012 p.); V МНТК «Математическое моделирование и краевые зада-

чи» (Самара, СамГТУ, 2008 р.); на технічних семінарах ПрАТ «НКМЗ», щорічних конференціях професорсько-викладацького складу ДДМА у 2008 – 2016 рр.. Робота доповідалася у повному об'ємі на розширених семінарах в НТУУ «КПІ» та ДДМА в 2017р.

Публікації. Матеріали та основні положення дисертаційної роботи опубліковано у: 3-х монографіях та їх розділах, 127 роботах з наукової тематики, з них 40 статей в 40 спеціалізованих виданнях, у тому числі 21 стаття без співавторів, 35 статей у зарубіжних виданнях, у тому числі 12 публікацій в журналах, які входять до наукометричних баз даних, з них 2 в Scopus, 9 тез доповідей на міжнародних науково-технічних конференціях. На нові технічні рішення отримано 63 патенти України. Додатково матеріали дисертації опубліковано у 4-х навчальних посібниках, з них 2 посібника з грифом МОН України.

Структура дисертації. Дисертація складається з анотації з переліком праць, вступу, 7 розділів, висновків, списку використаних джерел і 5 додатків. Загальний об'єм роботи становить 483 сторінки, у тому числі 253 сторінки основного тексту, 107 рисунків і 7 таблиць на 95 сторінках, список використаних джерел із 347 найменувань на 38 сторінках, додатки на 55 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми, показано зв'язок дисертаційної роботи з науковими програмами, планами, темами. Сформульовано мету та задачі досліджень, надано характеристику об'єкту, предмету та методам досліджень. Показано наукову новизну та практичну цінність результатів дисертаційної роботи, а також їх використання у виробництві та навчальному процесі. Визначено особистий внесок здобувачки у виконанні роботи та надано опис її апробації. Наведено дані щодо публікації матеріалів та основних положень дисертаційної роботи у наукових виданнях.

У першому розділі розглянуті конструктивні особливості, методи розрахунку та технологічні навантаження діючих гідравлічних пресів з насосно-аккумуляторним приводом. Аналізом стану сучасного ринку КПО встановлено, що найбільш перспективними у світі з точки зору надійності та ефективності роботи є машини обробки тиском без жорстких кінематичних зв'язків між приводом і робочим органом, а найбільш затребуваним видом обладнання – гідравлічні преси, у тому числі й преси з НАП. До основних переваг гідравлічних пресів з НАП у порівнянні з іншими ковальськими машинами відносяться великі зусилля та високі швидкості робочого ходу, оперативне та чутливе до управляючих сигналів керування швидкістю й положенням рухомої поперечини, відсутність заклинювання, можливість в широких межах змінювати закриту штампову висоту, забезпечення витримування під тиском будь-якої тривалості, відсутність динамічного впливу на ґрунт тощо.

Особливий внесок у створення теоретичних основ, розвиток досліджень, розробку конструкцій та методів розрахунку КПО в цілому та безпосередньо гідравлічних пресів внесли Т. Алтан, Е.С. Арзуманов, О.Ф. Белов, С.М. Беляєв, Е. Біллур, Ю.О. Бочаров, Т.І. Бурлаченко, Б.П. Васильєв, Б.М. Гелерман,

С.П. Гожій, М.С. Добринський, Л.І. Живов, Ю.О. Зоненко, Р.Д. Іскович-Лотоцький, Ф.І. Кагановський, Ю.О. Карпенко, М.М. Кисельов, В.І. Кожевніков, В.І. Койрес, В.П. Корнілов, В.А. Кресін, Б. Кувін, В.П. Лінц, Є.І. Лижніков, В.О. Міхєєв, Е. Мюллер, А.Г. Овчінніков, Б.І. Поляков, М.І. Попов, А.В. Праздніков, В.М. Прокоф'єв, Р.І. Рей, Л.Л. Роганов, Б.В. Розанов, В.М. Синицький, Г.Ю. Смородинський, О.І. Сурков, Л.М. Тарко, С.М. Топалер, В.Є. Устінов, І.Е. Фельдблюм, О.М. Шинкаренко, О.В. Явтушенко, В.А. Яковлев, В.М. Ям та багато інших українських і зарубіжних вчених та інженерів.

Вивчення літературних джерел, які безпосередньо відносяться до теми дисертаційної роботи, показує, що динамічний аналіз гідравлічних пресів з НАП, які вміщують металеві частини, гідравлічні та пневматичні ланки тощо, необхідно здійснювати на основі вивчення та узагальнення результатів досліджень динаміки гідравлічних пресів та їх приводів, а також рекомендацій щодо загального компонування гідросистем керування, конструкцій силових виконавчих механізмів, методів їх експлуатації та розрахунку, отриманих вище зазначеними вченими.

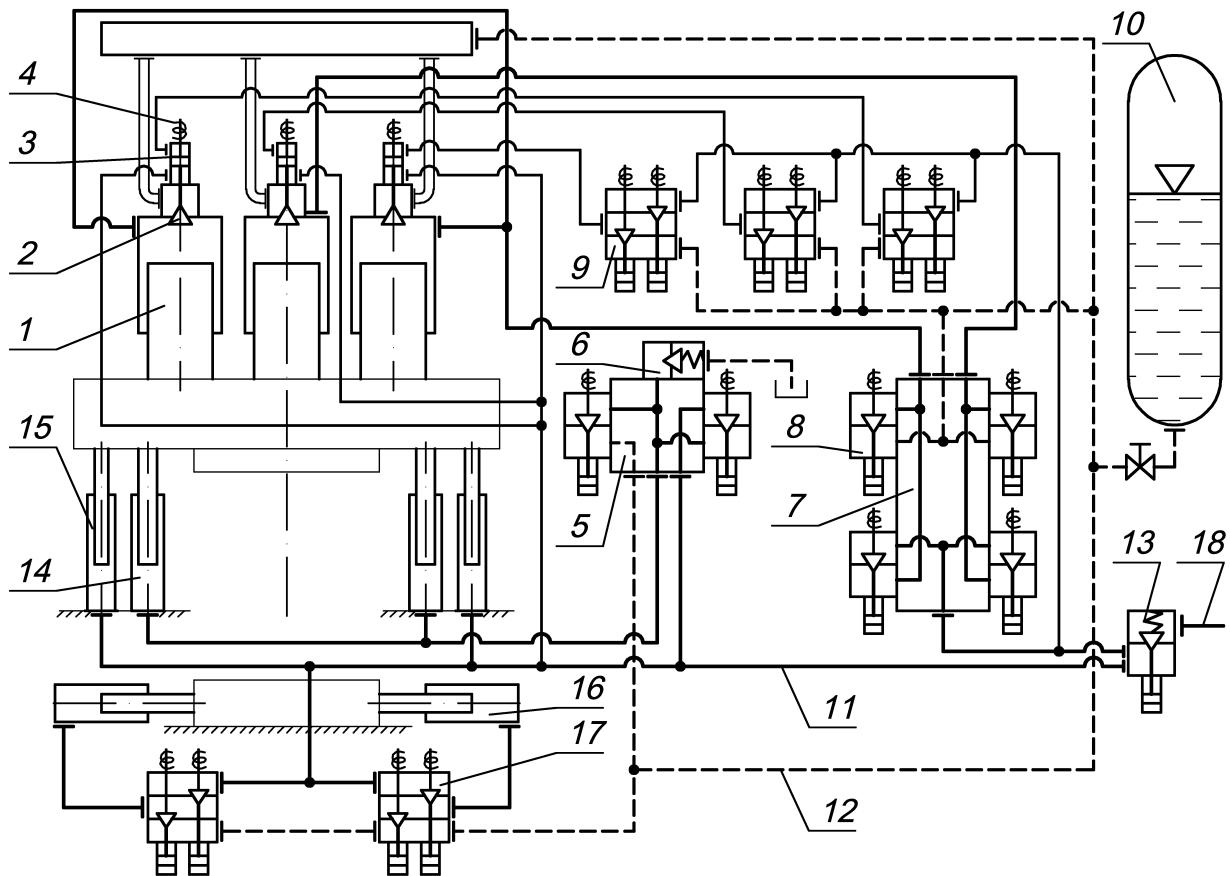
Системи керування сучасними гідравлічними пресами з НАП (рис. 1) проектуються провідними світовими виробниками на базі індивідуального сервоприводу, можливості якого використовуються в недостатній мірі внаслідок відокремленості електроніки систем низького та високого тисків, а також систем зворотних і врівноважувальних циліндрів.

Дросельні регулювальні клапани розвантаженої конструкції сучасних гідравлічних пресів з НАП не відповідають вимогам кавітаційної стійкості та відсутності коливань під час їх спрацювання. При цьому важливим показником ефективності роботи гідроприводу преса є коефіцієнт α , який показує частку гідравлічного опору клапана в загальному опорі відповідної гідролінії, тобто визначає його регулювальні властивості.

В системах керування діючими гідравлічними пресами з НАП значення коефіцієнта α в середньому складає 0,5...0,6, що також обмежує можливості індивідуального сервоприводу та знижує ефективність їх роботи.

Функції наповнювально-зливних систем та їх складових елементів не узгоджуються з раціональними за швидкодією та безударністю режимами роботи преса. Використання зворотних циліндрів обмежено виключно зворотним ходом, а врівноважувальними циліндрами у багатьох випадках й зовсім необґрунтовано нехтують. Тому основні елементи систем керування гідравлічних пресів з НАП потребують подальшого удосконалення конструкцій та режимів роботи.

Проведений аналіз показав, що відсутня методика розрахунку та проектування наповнювально-зливних систем раціональної конструкції, а також рекомендації із застосування НЗК з індивідуальним сервоприводом та створення безударних режимів розгону рухомої поперечини на ході наближення, математичні моделі якого потребують уточнення. Немає аналітичного опису процесів, що відбуваються в робочих циліндрах преса при їх заповненні рідиною низького тиску на ході наближення поперечини до поковки, в залежності від параметрів системи зворотних циліндрів.



1 – робочий циліндр; 2 – наповнювально-зливний клапан (НЗК);
 3 – сервопривод керування НЗК; 4 – датчик ходу клапана; 5 – розподільник зворотних циліндрів; 6 – запобіжний клапан; 7 – розподільник робочих циліндрів;
 8 – регулювальний клапан; 9 – розподільник керування сервоприводом НЗК;
 10 – наповнювально-зливний бак (НЗБ); 11, 12 – основні напірні та зливні гідролінії відповідно; 13 – клапан-автомат на вході в гідросистему; 14 – зворотний циліндр; 15 – врівноважувальний циліндр; 16 – гідроциліндр приводу рухомого стола; 17 – розподільник керування циліндрами стола; 18 – гідролінія підводу від насосно-акумуляторної станції (НАС)

Рисунок 1 – Типова схема системи керування гідравлічним пресом с НАП на базі індивідуальних сервоприводів

Недослідженим та невстановленим є взаємозв'язок процесів знеміцнення метала поковки та декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу, що відбуваються одночасно. Відсутні математичні моделі та дослідження динаміки робочого ходу сучасних гідравлічних пресів з НАП, що працюють на базі індивідуального сервоприводу та регулювальних розвантажених клапанів.

При дослідженні динаміки робочого ходу обов'язковим є урахування особливостей технологічного циклу та навантажень, які діють в гідравлічних пресах і були досліджені В.М. Єфімовим, М.М. Золотухіним, Я.М. Охріменко, Л.М. Соколовим, М.В. Сторожевим, О.М. Шинкаренко та іншими вченими.

Зокрема встановлено, що при гальмуванні рухомої поперечини преса на заданому розмірі поковки (після закриття впускного клапана робочих циліндрів)

рів) зміна сили опору поковки деформуванню є функцією часу та відбувається за експоненціальним законом

$$R_n = R_{n_{нз}} - K_3 \cdot t^m,$$

де R_n – сила опору поковки деформуванню;

$R_{n_{нз}}$ – опір поковки в момент початку закриття клапана;

K_3 – коефіцієнт інтенсивності знеміцнення металу поковки;

t – поточний час;

m – показник ступеня знеміцнення.

Виявлено, що величина гідростатичного тиску в робочих циліндрах по закінченні робочого ходу визначає інтенсивність знеміцнення металу поковки, і навпаки, чим інтенсивніше відбувається процес знеміцнення, тим більше інтенсивність падіння тиску перед і в процесі декомпресії робочих циліндрів.

За результатами проведеного аналізу встановлено, що необхідно розробити нові способи ефективного гальмування рухомої поперечини на зворотному ході та прискореної декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу для застосування у гідравлічних приводах сучасних пресів, що працюють на базі індивідуального сервоприводу. При цьому у якості регулювальних та розвантажувальних доцільно використовувати розвантажені клапани.

Таким чином, з появою індивідуального сервоприводу та усуненням з конструкції регулювальних клапанів розвантажувальної частини виникає необхідність переглянути існуючі погляди на проектування систем керування гідравлічними пресами з НАП, намагаючись максимально наблизити величину коефіцієнта якості гідросистеми до одиниці. При цьому для розробки раціональних за швидкодією режимів роботи машин необхідно побудувати адекватні математичні моделі, які лягають в основу методу інженерного аналізу. Це дозволить суттєво підвищити ефективність роботи гідравлічних пресів з НАП, які працюють на базі індивідуальних сервоприводів.

Другий розділ роботи присвячено вибору напряму та методів дослідження гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом.

Основним напрямом наукових досліджень обрано підвищення ефективності роботи гідравлічних пресів з НАП за рахунок розвитку наукових основ їх інженерного аналізу. В ході теоретичних досліджень використовувався системний підхід, згідно з яким розгляд машинного циклу гідравлічного преса з НАП здійснювався як єдиного цілого з урахуванням взаємозв'язку та взаємного впливу його окремих етапів – розгону, сталого переміщення та гальмування рухомої поперечини. При дослідженні динамічних особливостей кожного етапу машинного циклу процесу, що відбуваються, умовно розбивалися на декілька взаємозв'язаних часових інтервалів, які суттєво відрізняються динамікою. В якості критерію умовного розбиття використовувалися часові інтервали відкриття та закриття регулювальних клапанів.

Дослідження процесу заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення, переміщення рухомої поперечини на робочому ході,

взаємозв'язку декомпресії робочих циліндрів і знеміцнення металу поковки по закінченні робочого ходу, особливостей зворотного ходу гідравлічних пресів з НАП здійснювалося теоретико-експериментальним методом. Цей метод також покладено в основу визначення основних параметрів гідравлічних пресів з НАП, необхідних для побудови математичних моделей.

Надано докладний опис методики досліджень динамічних особливостей ковальських гідравлічних пресів з НАП зусиллям 30 МН, 50 МН и 100 МН, які проводилися в умовах виробництва на ПрАТ «НКМЗ» при виконанні основних ковальських операцій та спеціальних режимів. Контроль основних параметрів гідравлічної системи керування пресами здійснювався автоматизованою системою керування (АСК) за допомогою датчиків, схема установки яких показана на рисунку 2, де введені наступні умовні позначення:

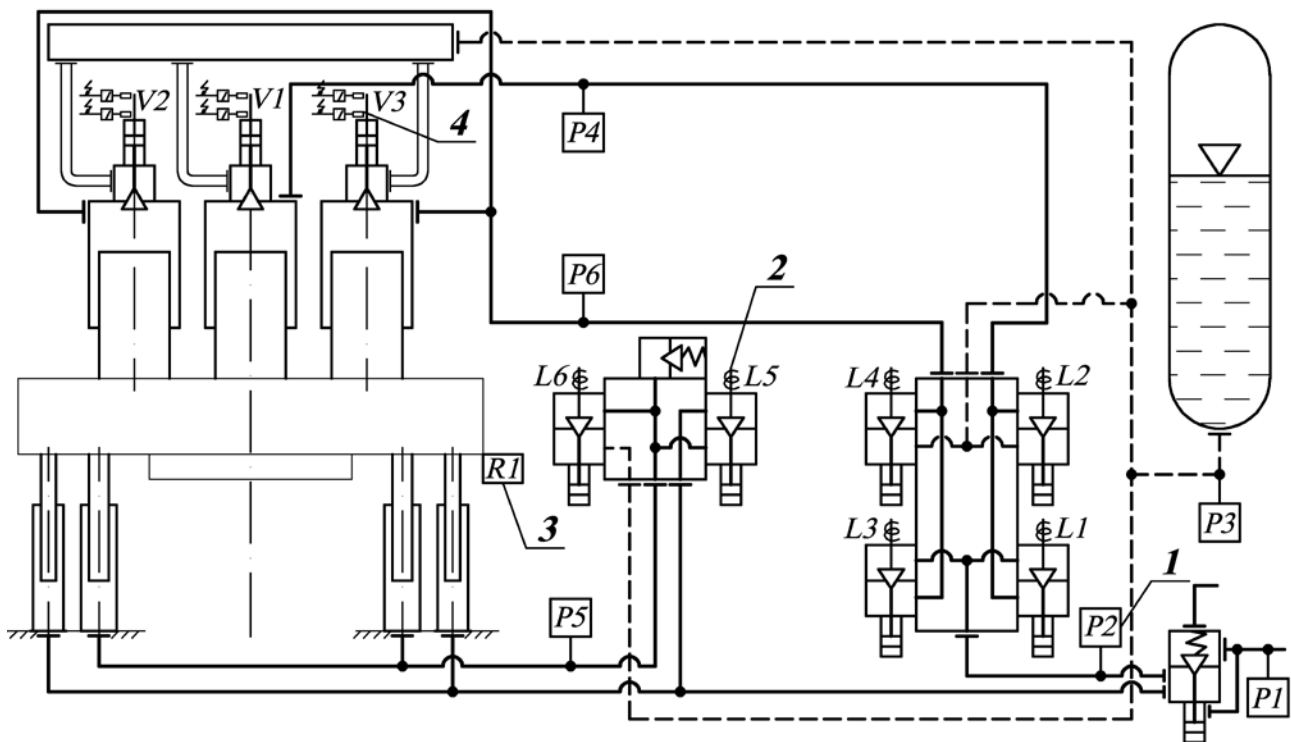


Рисунок 2 – Схема розташування датчиків в гідравлічній системі керування пресами

1 – перетворювачі тиску моделі НМ 17 фірми Bosch REXROTH: P 1 – контроль тиску в напірній магістралі від НАС перед клапаном-автоматом (номінальний тиск 32 МПа), тип перетворювача НМ 17 – 1X/400; P 2 – контроль тиску в напірній магістралі після клапана-автомата (номінальний тиск 32 МПа від гідробалона акумулятора), тип перетворювача НМ 17 – 1X/400; P 3 – контроль тиску в магістралі низького тиску на виході з наповнювально-зливного бака (номінальний тиск 0,5 МПа), тип перетворювача НМ 17 – 1X/050; P 4 и P 6 – контроль тиску в центральному та бічних робочих циліндрах відповідно, тип перетворювача НМ 17 – 1X/400; P 5 – контроль тиску у зворотних циліндрах, тип перетворювача НМ 17 – 1X/400;

2 – датчики лінійні безконтактні моделі BTL фірми BALLUFF, тип датчиків BTL5 – S502 – M0075 – B – S32: L 1 и L 2 – контроль положення напірного та зливного клапанів відповідно керування центральним робочим циліндром; L 3 и L 4 – контроль положення напірного та зливного клапанів відповідно керування бічними робочими циліндрами; L 5 и L 6 – контроль положення напірного та зливного клапанів відповідно керування зворотними циліндрами;

3 – датчик лінійний моделі BTL фірми BALLUFF, тип датчика BTL5 – T110 – M2250 – P – S103: R 1 – контроль положення рухомої поперечини та вимірювання швидкості її переміщення;

4 – вимикач індуктивний безконтактний моделі BES фірми BALLUFF, тип вимикача BES516 – 105 – S4 – C: V 1 – контроль відкритого та закритого станів НЗК центрального робочого циліндра; V 2 и V 3 – контроль відкритого та закритого станів НЗК бічних робочих циліндрів.

Розроблено комплекс експериментальних досліджень гідравлічних пресів з НАП, спрямований на виявлення якісних особливостей їх роботи упродовж різних етапів машинного циклу, отримання числової інформації щодо величин тиску на ділянках гідроприводу, ходах та швидкостях рухомої поперечини, часу та законах спрацювання регулювальних клапанів. Викладено метод теоретико-експериментального визначення базових параметрів гідравлічних пресів з НАП на базі отриманих експериментальних даних, які необхідні для побудування відповідних математичних моделей та перевірки їх адекватності.

Власником досліджуваного обладнання та датчиків є ПрАТ «Новоукраїнський машинобудівний завод». Експериментальні дослідження проводилися в умовах реального виробництва в ковальсько-пресових цехах №2 і №3 підприємства. Номера протоколів вимірювань 150830 – 150908. Аналіз отриманих експериментальних даних здійснювався з використанням спеціального програмного пакета іба Analyzer безпосередньо на підприємстві.

У **третьому розділі** представлені результати дослідження процесу заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску.

Експериментально встановлено, що на динаміку переміщення рухомої поперечини на ході наближення до поковки суттєво впливає система керування зворотними циліндрами преса. При цьому регулювання швидкості опускання рухомої поперечини шляхом незначної зміни висоти відкриття зливного клапана зворотних циліндрів є неефективним з погляду швидкодії, а також неприпустимим внаслідок розвинених коливальних та гідроударних явищ в системі низького тиску, робочих та зворотних циліндрах.

Аналіз експериментальних діаграм ходу наближення показав, що внаслідок відсутності в конструкції пресів врівноважувальних циліндрів функцію обмежувача швидкості опускання рухомої поперечини виконує зливний клапан зворотних циліндрів. У цьому випадку алгоритм керування поперечиною на ході наближення, який закладається в автоматизовану систему керування (АСК), суттєво ускладнюється. Як наслідок – значне затягування початку робочого ходу з причини повільного розгону рухомої поперечини та необхідності її інтенсивного гальмування перед стиканням з поковкою. Крім того підтримування у НЗБ тиску робочої рідини, рівного тиску у цеховій пневматичній ма-

гістралі, є неефективним, оскільки до початку ходу наближення його значення неприпустимо мале для створення задовільних умов заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску.

Математична модель розгону рухомої поперечини на ході наближення відповідає одномасовій «жорстко– пружній» моделі гідроприводу

$$a \frac{dV_n}{dt} + b \left[1 + \alpha \left(\frac{t_{омк}^{2n}}{t^{2n}} - 1 \right) \right] \cdot V_n^2 - c - k_{нс} \cdot S_n = 0, \quad (1)$$

де a – зведені до рухомої поперечини рухомі маси металу та рідини;

V_n, S_n – швидкість та переміщення рухомої поперечини;

b – коефіцієнт в'язкого гідравлічного опору переміщенню рухомої поперечини преса;

α – коефіцієнт якості гідравлічної системи, рівний відношенню зведеного опору регулювального клапана до загального зведеного опору гідролінії, в якій цей клапан встановлений;

$t_{омк}$ – час відкриття регулювального клапана;

n – показник виду конструктивної характеристики регулювального клапана, який визначається конструкцією його проточної частини та показує зміну критичного перерізу клапана в залежності від висоти його підйому;

c – активна сила, що діє на рухому поперечину;

$k_{нс}$ – зведена до рухомої поперечини лінійна жорсткість гідролінії «НЗБ – робочі циліндри».

В основу опису процесів, що відбуваються в робочих циліндрах гідравлічного преса з НАП при їх заповненні рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки, покладено рівняння балансу тисків. Математична модель зміни тиску в робочих циліндрах при розгоні рухомої поперечини на ході наближення має вигляд:

$$p_p = p_{\bar{o}} - 0,5\rho \cdot K_{нс}^2 \left[\xi_{нс} + \zeta_{кл} \left(1 + \alpha \left(\frac{t_{омк}^{2n}}{t^{2n}} - 1 \right) \right) \right] \cdot \left(\frac{dp_p}{dt} \right)^2 - \rho \cdot K_{нс} (L_{нс} + L_v + L_{yp}) \frac{d^2 p_p}{dt^2} - \rho \cdot g \cdot \Delta h_{yp} \quad (2)$$

де p_p – поточний тиск в робочих циліндрах;

$p_{\bar{o}}$ – тиск у НЗБ;

ρ – густина робочої рідини;

$K_{нс}$ – постійний коефіцієнт наповнювально-зливної системи;

$\xi_{нс}$ – зведений коефіцієнт гідравлічного опору гідролінії «НЗБ – робочі циліндри»;

$\zeta_{кл}$ – коефіцієнт опору відкритого зливного клапана;

$L_{нс}$, $L_{в}$, $L_{ур}$ – зведені довжини гідроліній «НЗБ – робочі циліндри», «зворотні циліндри – НЗБ» та «акумулятор – врівноважувальні циліндри» відповідно;

g – постійна гравітаційна;

$\Delta h_{ур}$ – перепад рівнів рідини між робочими циліндрами та НЗБ.

Чисельним аналізом залежностей (1) і (2) відносно досліджуваних пресів встановлено, що процес розгону рухомої поперечини на ході наближення та пов'язане з ним падіння тиску в робочих циліндрах повністю визначається характеристиками зливного клапана зворотних циліндрів, а також наявністю в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів. Аналогічним чином вказані параметри впливають й на динаміку гальмування рухомої поперечини преса перед зіткненням з поковкою, аналіз якої здійснюється на базі відповідної математичної моделі:

$$a \frac{dV_n}{dt} + b \left[1 + \alpha \left(\frac{1}{\left(1 - \frac{t}{t_3}\right)^{2n}} - 1 \right) \right] \cdot V_n^2 - c - k_{\epsilon} \cdot S_n = 0, \quad (3)$$

де t_3 – час закриття регулювального клапана;

k_{ϵ} – зведена до рухомої поперечини лінійна жорсткість гідролінії «зворотні циліндри – зливний клапан».

Аналізом математичних моделей (1)–(3) встановлено, що незалежно від параметрів системи зворотних циліндрів при відсутності врівноважувальних циліндрів рідинне голодування робочих циліндрів, а також гідроударні явища різних інтенсивностей при розгоні та гальмуванні рухомої поперечини на ході наближення до поковки неминучі.

Дослідженнями встановлено, що раціональні за швидкодією режими здійснення ходу наближення реалізуються при наявності в конструкції преса врівноважувальних циліндрів, використанні зливних клапанів зворотних циліндрів з показником виду конструктивної характеристики 1,0 та коефіцієнтом якості гідросистеми не менше 0,8. На етапі розгону мінімальний час відкриття зливного клапана зворотних циліндрів становить 0,15 с, величина падіння тиску в робочих циліндрах скорочується вдвічі, а час розгону зменшується на 25%.

На етапі гальмування рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою час закриття клапана складає не менше 0,1 с, упродовж якого відбувається зниження швидкості опускання рухомої поперечини на 60%. При цьому тривалість ходу наближення скорочується на 50%, значення прискорень, що переважають, у 2–2,5 разів нижче гранично припустимих, а шлях розгону та гальмування скорочується вдвічі.

Четвертий розділ присвячено дослідженню процесів деформування заготовки та їх взаємозв'язку з декомпресією робочих циліндрів.

Експериментальними дослідженнями робочого ходу гідравлічних пресів з НАП в реальних виробничих умовах при реалізації технологічних процесів «Осадження» та «Кування» встановлено взаємозв'язок процесів декомпресії робочих циліндрів та знеміцнення металу поковки після закриття впускного клапана робочих циліндрів, що відбуваються одночасно. Одночасно з цими процесами здійснюється поступове заповнення зворотних циліндрів рідиною високого тиску від акумулятора та усунення прогину рухомого столу преса. Швидкість протікання всіх зазначених процесів, які знаходяться в безпосередньому взаємозв'язку, визначає динамічний стан гідравлічного преса з НАП.

Експериментально досліджено пружні властивості металоконструкції преса без урахування впливу факторів технологічного процесу шляхом здійснення жорсткого натискання бойка на бойок без поковки з зусиллям, що відповідає номінальному зусиллю преса (III ступінь), з подальшою декомпресією робочих циліндрів. Переміщення рухомої поперечини, яке фіксується під час декомпресії після жорсткого натискання бойка на бойок, відповідає випрямленню рухомого столу преса та є пропорційним рівню тиску в робочих циліндрах.

Аналізом експериментальних даних встановлено, що застосований спосіб декомпресії робочих циліндрів шляхом відкриття їх зливного клапана, який встановлено в блоці головного клапанного розподільника у приямку преса, характеризується низькою інтенсивністю та призводить до значного зниження ефективності роботи гідравлічного преса з НАП внаслідок затягування початку зворотного ходу. При цьому під час закриття впускних клапанів робочих циліндрів I та II ступенів зусиль та декомпресії робочих циліндрів рухома поперечина встигає здійснити під впливом сил гідростатичної дії, знеміцнення металу поковки та випрямлення стола преса інерційний вибіг, додатково обтискуючи заготовку. Також встановлено, що при реалізації технологічних процесів «Осадження», «Кування» та «Шліхтування» підпор, який утворюється з боку зворотних циліндрів, є недостатнім та спричиняє виникнення розвинених коливальних явищ. Для їх усунення необхідно оснащати гідравлічні преси з НАП врівноважувальними циліндрами, які виконують функцію демпферу та утворюють підпор усталеного зусилля для утримування рухомої поперечини у рівноважному стані на робочому ході та при наступній декомпресії робочих циліндрів від високого тиску.

Розроблено новий спосіб декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу, яка здійснюється прямо в наповнювально-зливний трубопровід відкриттям зливних клапанів відповідних ступенів зусиль, встановлених безпосередньо на верхній нерухомій поперечині преса біля робочих циліндрів.

За результатами теоретико-експериментальних досліджень для нового способу декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу розроблено математичну модель у вигляді системи взаємопов'язаних рівнянь, що описують процеси, які відбуваються одночасно, – декомпресії робочих циліндрів від високого тиску, знеміцнення металу поковки після закриття впускного клапана робочих циліндрів необхідного ступеня зусиль, поступового заповнення

зворотних циліндрів рідиною високого тиску від акумулятора, випрямлення рухомого стола преса у вигляді системи рівнянь (4), яка відповідає одномасовій «жорстко – пружній» моделі гідроприводу, враховує баланс тисків у відповідних гідролініях, параметри системи врівноважувальних циліндрів та жорсткості металоконструкції преса, а також властивості заготовки, що обробляється:

$$\left\{ \begin{array}{l} a \frac{dV_n}{dt} - c + k_{nc} \cdot S_n + R_n = 0; \\ c = p_e \cdot F_e + p_a \cdot F_{yp} - Mg - p_p \cdot F_p - R_{mp}; \\ p_p = 0,5\rho \cdot K_{nc}^2 \cdot \zeta_{кл_p} \left[1 + \alpha \cdot \left(\frac{t_{омк}^{2n}}{t^{2n}} - 1 \right) \right] \cdot \left(\frac{dp_p}{dt} \right)^2 - \\ \quad - K_{nc} \cdot \rho \cdot (L_{nc} + L_e + L_{yp}) \cdot \frac{d^2 p_p}{dt^2} + p_6; \\ p_e = p_a - 0,5\rho \cdot K_e^2 \left[\zeta_e + \zeta_{кл_e} \left(1 + \alpha \cdot \left(\frac{t_{омк}^{2n}}{t^{2n}} - 1 \right) \right) \right] \cdot \left(\frac{dp_e}{dt} \right)^2 - \\ \quad - \rho \cdot K_e \cdot (L_{nc} + L_e + L_{yp}) \frac{d^2 p_e}{dt^2}; \\ R_n = p_{p_нач} \cdot F_p - K_3 \cdot t^m - k_{cm} \cdot (x_1 \cdot p_p^3 + x_2 \cdot p_p^2 + x_3 \cdot p_p + x_4) \end{array} \right. \quad (4)$$

де M – маса рухомої поперечини (металевих рухомих частин);

F_p , F_e , F_{yp} – активна площа робочих, зворотних та врівноважувальних циліндрів відповідно;

p_e , p_a – тиск у зворотних циліндрах та акумуляторі;

R_{mp} – сила тертя в ущільненнях і направляючих преса;

$\zeta_{кл_p}$, $\zeta_{кл_e}$ – коефіцієнт опору відкритих клапанів зливного робочих циліндрів і впускного зворотних циліндрів відповідно;

K_e – постійний коефіцієнт системи зворотних циліндрів;

$p_{p_нач}$ – максимальний тиск в робочих циліндрах перед початком декомпресії;

k_{cm} – коефіцієнт жорсткості стола преса;

x_1 , x_2 , x_3 , x_4 – коефіцієнти полінома, що описує прогин столу.

Параметри V_n , S_n , c , p_p , p_e і R_n є функціями часу t .

Чисельним аналізом математичної моделі (4) встановлено, що:

- декомпресія робочих циліндрів від високого тиску з інтенсивністю, що випереджає процеси знеміцнення металу поковки та випрямлення стола преса, досягається встановленням зливного клапана відповідного ступеня зусиль біля робочих циліндрів зі здійсненням їх декомпресії безпосередньо в наповнюваль-но-зливний трубопровід;
- раціональні зі швидкодії режими здійснення декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу реалізуються при наявності в конструкції преса врівноважувальних циліндрів, використанні зливних клапанів робочих циліндрів і впускного клапана зворотних циліндрів з показником виду конструктивної характеристики 1,0 та коефіцієнті якості гідросистеми не менше 0,8;
- одночасне відкриття клапанів зливних робочих циліндрів і впускного зворотних циліндрів при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів призводить до усунення інерційних вибігів рухомої поперечини під впливом поковки, що знеміцнюється, та прискорює роз'єднання інструмента та гарячої заготовки.

Процес декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу скорочується в середньому в 2–2,5 рази, а при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів інтенсивність декомпресії зростає на 75%, значення прискорень, що переважають, у 2–2,5 разів нижче гранично припустимих, а тривалість робочого ходу з послідуною декомпресією робочих циліндрів від високого тиску скорочується на 25%. При цьому забезпечується точне гальмування рухомої поперечини на заданому розмірі поковки завдяки створення умов відсутності її інерційного вибігу після закриття впускного клапана робочих циліндрів.

У **п'ятому розділі** наведені результати дослідження умов здійснення зворотного ходу гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом.

Експериментально встановлено, що, незважаючи на наявність індивідуального сервоприводу впускного клапана зворотних циліндрів, вибіг рухомої поперечини вгору після його закриття, який супроводжується інтенсивними коливальними явищами, неминучий. При цьому коливання здійснює не тільки рухома поперечина, а й об'єми рідини в робочих і зворотних циліндрах. З причини того, що об'єм робочих циліндрів у середньому на порядок перевищує об'єм зворотних і тому має більшу інерційність, в процесі коливань має місце дисонанс, який призводить не до затухання, а до збудження коливань, та супроводжується гідроударними явищами різної інтенсивності. При відсутності в конструкції преса систем врівноважувальних циліндрів, з'єднаних з акумулятором, відсутній постійно діючий знизу підпор, який, з одного боку, не дозволяв би рухомій поперечині інтенсивно опускатися вниз, а з іншого – представляв би демпфувальний елемент, посилюючий затухання коливань.

Аналізом експериментальних діаграм зворотного ходу виявлено, що існуючий механізм гальмування рухомої поперечини на зворотному ході є неприйнятним з точки зору швидкої та безударної реалізації процесу, а також точності зупинки рухомої поперечини у верхньому положенні. У випадку роботи преса в автоматичному режимі реверс рухомих мас (метала та рідини) у верх-

ньому положенні буде супроводжуватися інтенсивним гідроударом та різким падінням тиску в робочих циліндрах при їх заповненні рідиною з НЗБ на початку ходу наближення рухомої поперечини до поковки, що є неприпустимим.

Розроблена математична модель затухаючих коливань рухомої поперечини на зворотному ході після закриття впускного клапана зворотних циліндрів, яка враховує параметри коливальної системи, що складається з рухомої поперечини та мас рідини в робочих і зворотних циліндрах, має вигляд

$$\frac{dV}{dt} \left[a + \frac{k_{\varepsilon}}{\omega^2} \left(1 - \varepsilon \cdot e^{-h \cdot t} \left(\cos(\omega t) + \frac{h}{\omega} \sin(\omega t) \right) \right) \right] - c = 0, \quad (5)$$

де h – коефіцієнт, що характеризує в'язкий опір коливальної системи;

ω – частота коливань;

ε – коректуючий коефіцієнт, який враховує дисипативні властивості коливальної системи.

Чисельним аналізом математичної моделі затухаючих коливань рухомої поперечини на зворотному ході (5) встановлено, що при наявності в конструкції преса врівноважувальних циліндрів період коливань збільшується на 75% зі зменшенням амплітуди як мінімум у 2 рази. При цьому повне затухання коливань настає на 0,25...0,5 с раніше, ніж у випадку відсутності системи врівноважувальних циліндрів.

Розроблено новий спосіб гальмування рухомої поперечини на зворотному ході, алгоритм реалізації якого зводиться до наступного:

- при підході рухомої поперечини до верхнього положення закривають НЗК усіх ступенів зусиль;
- потім закривають зливні клапани робочих циліндрів усіх ступенів зусиль, встановлені у безпосередній близькості до них;
- після зупинки рухомої поперечини у верхньому положенні закривають впускний клапан зворотних циліндрів.

Аналіз динаміки гальмування за описаним алгоритмом здійснюється на основі одномасової «жорстко– пружної» моделі гідроприводу, ідентичної моделі (3), розробленій для аналізу гальмування рухомої поперечини на ході наближення перед зіткненням з поковкою.

Чисельним аналізом математичної моделі (3) встановлено, що найбільш ефективно новий процес гальмування рухомої поперечини на зворотному ході здійснюється закриттям зливних клапанів робочих циліндрів з показником виду конструктивної характеристики не нижче 1,0, коефіцієнтом якості гідросистеми не менше 0,8 та мінімальним часом закриття 0,2 с. Час гальмування скорочується більш, ніж на 80%, а вибіг рухомої поперечини у верхньому положенні відсутній.

Шостий розділ роботи присвячений розробці нового методу інженерного аналізу гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом.

Основною метою інженерного аналізу гідравлічних пресів з НАП, які працюють на базі індивідуального сервоприводу, є встановлення таких взає-

мозв'язків параметрів металоконструкції машини та гідроприводу, при яких технологічний процес буде реалізований гідравлічним пресом найбільш ефективно, з високою продуктивністю, а також мінімальними затратами рідини високого та низького тиску. При цьому сама машина повинна забезпечувати тривалу стабільну роботу з заданими вихідними параметрами, які дозволяють регулювання у відповідності до технологічного процесу, що реалізується.

Проведений аналіз експериментальних діаграм різних етапів машинного циклу гідравлічних пресів з НАП показує, що у зв'язку зі складністю урахування всіх факторів гідроприводів та необхідністю прийняття спрощувальних допущень при моделюванні процесів з відповідним ступенем адекватності, необхідним, а в деяких випадках і єдино можливим, є використання експериментальних початкових даних. Доцільно, спираючись на них, здійснювати вибір розрахункових моделей, які в найбільшій мірі відповідають меті інженерного аналізу машини. Тому метод, що розробляється, є теоретико-експериментальним та базується на досконалому вивченні експериментальних даних про найбільш характерні прояви процесів, що відбуваються в гідросистемах пресів.

При проектуванні гідравлічних пресів з НАП слід враховувати той факт, що період фізичного та морального зношення металоконструкції пресів як мінімум на порядок вище, ніж аналогічний період для гідроприводу. Тому основні принципи інженерного аналізу дисертаційної роботи спрямовані на реалізацію двох інжинірингових напрямів – створення нового гідропресового обладнання та модернізацію існуючих (діючих) гідравлічних пресів з використанням сучасних розробок в галузі гідропресобудування, інноваційних технічних рішень та технологій проектування гідроприводів.

Практична реалізація створеного в дисертаційній роботі метода інженерного аналізу охоплює гідравлічні преси з НАП, що працюють на базі індивідуального сервоприводу, ряду зусиль в діапазоні 30...150 МН, для яких розроблені досконалі математичні моделі.

Результати розрахунків у відповідності до вказаного методу зводяться до графічних залежностей, які відрізняються однозначністю, тобто всі параметри, що визначаються в ході інженерного аналізу, знаходяться у безпосередній залежності від номінального зусилля гідравлічного преса. Тому, при створенні нового гідропресового обладнання достатньо скористатися відповідними графіками, а при модернізації діючих гідравлічних пресів з НАП окрім графіків необхідним є використання аналітичних залежностей.

Розробка ефективної системи прискореного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску можлива тільки при комплексному підході, який передбачає внесення змін в конструкцію та принцип дії не тільки наповнювально-зливної системи та її елементів, але й системи керування зворотними циліндрами. Причому обидві ці системи взаємопов'язані між собою: перша – забезпечує якість заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску, а друга – визначає динамічні показники ходу наближення. Взаємодія систем за допомогою програмно з'єднаних датчиків тиску та засобів керування і контролю зливно-го клапана зворотних циліндрів забезпечує високі надійність та якість керування гідравлічними пресом з НАП на різних етапах машинного циклу.

При створенні систем прискореного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки важливою є розробка такого компоновання елементів наповнювально-зливних та систем зворотних циліндрів, при якій розгін та гальмування рухомих мас преса будуть здійснюватися за мінімальний час, без гідроударів та рідинного голодування робочих циліндрів.

За результатами оцінки впливу компоновання наповнювально-зливних систем на якість заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску встановлено, що найкращим чином безударна швидкодія та відсутність рідинного голодування поєднуються в системах керування, де:

- НЗК вбудовані в донну частину робочих циліндрів;
- в конструкції преса є врівноважувальні циліндри;
- зв'язок наповнювально-зливного трубопроводу з НЗК здійснюється за допомогою колектора, встановленого біля робочого циліндра;
- внаслідок наявності в конструкції преса врівноважувальних циліндрів та індивідуального сервоприводу регульовальних клапанів непотрібні дросельні шайби на вході в зворотні циліндри.

На базі розроблених математичних моделей, представлених рівняннями (1)–(3), та раціональних зі швидкодії режимів здійснення ходу наближення виконується розрахунок основних параметрів систем низького тиску гідравлічних пресів з НАП. Проектування основного наповнювально-зливного трубопроводу та НЗК відповідних ступенів здійснюється з умови нерозривності струменя рідини низького тиску з урахуванням можливих припустимих швидкостей її течії та максимальних швидкостей опускання рухомої поперечини преса.

Об'єм колектора W_k розраховується у відповідності до наступної аналітичної залежності

$$W_k = F_p \sqrt{\frac{\Delta p}{0,5\rho}} \cdot \frac{K_k - 1}{[V_{ж}]} S_{np}, \quad (6)$$

де Δp – перепад тисків між робочими циліндрами та НЗБ;

K_k – коефіцієнт колектора;

$[V_{ж}]$ – припустима швидкість течії рідини в колекторі;

S_{np} – шлях розгону рухомої поперечини на ході наближення.

Аналізом отриманих даних встановлено, що чим більше падіння тиску в робочих циліндрах преса на ході наближення рухомої поперечини та чим менше припустима швидкість течії робочої рідини в колекторі, тим більшим об'ємом він повинен бути.

При розрахунках об'єму НЗБ враховують той факт, що найбільш інтенсивне витіснення робочої рідини відбувається під час декомпресії робочих циліндрів після робочого ходу та на зворотному ході рухомої поперечини. Крім того, при визначенні маневрового об'єму важливим є також урахування об'єму колектора, який задіяний на кожному ході преса.

Особливу увагу в методі інженерного аналізу приділено проектуванню донної частини робочого циліндра, в яку вбудовують НЗК. Донні частини робочих циліндрів були досліджені скінчено-елементним методом. Результати аналізу напружено-деформованого стану (НДС) донної частини робочого циліндра показані на рисунку 3.

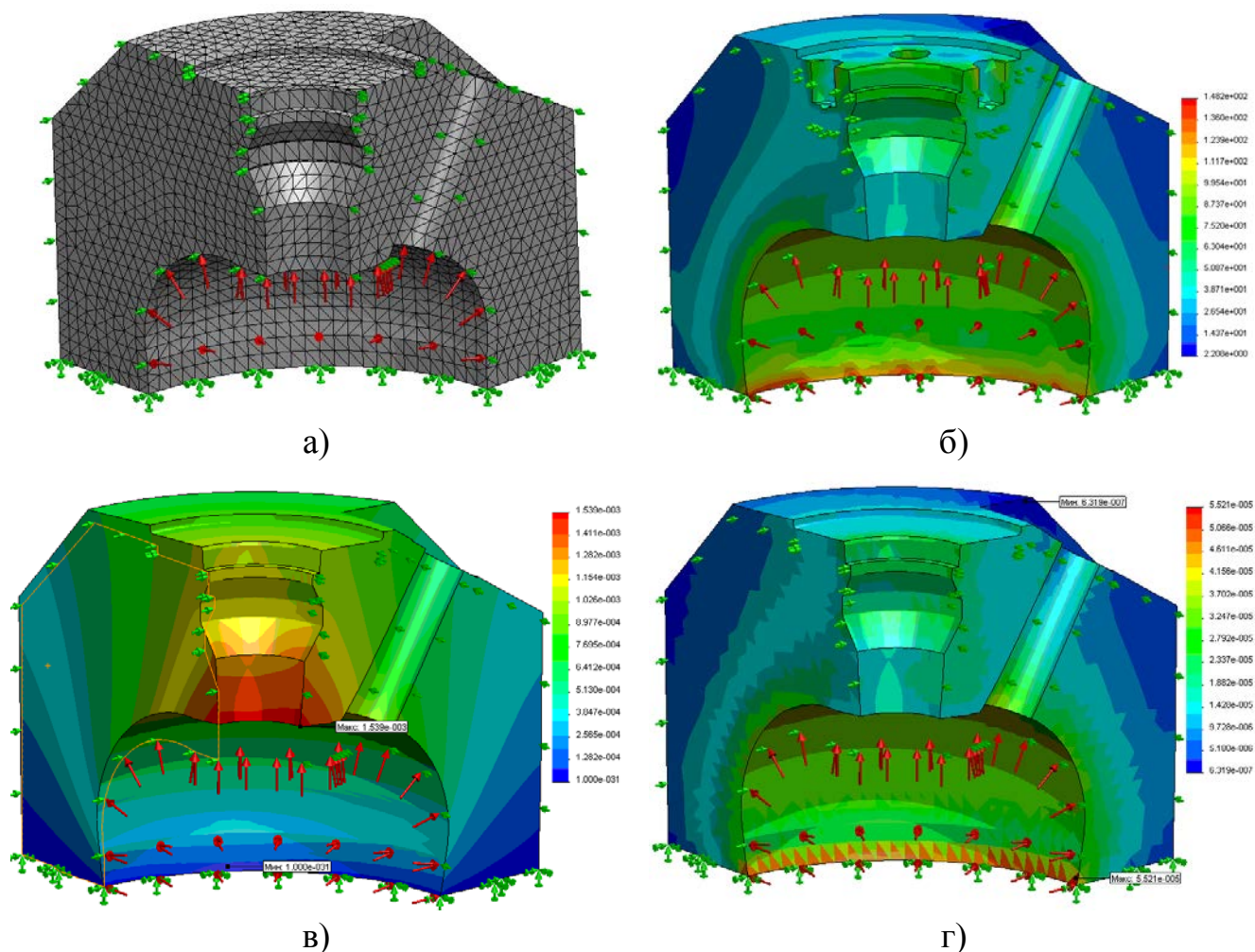


Рисунок 3 – Результати аналізу НДС донної частини робочого циліндра: скінчено-елементна сітка (а); результівні значення напружень (б), переміщень (в) та деформацій (г)

За результатами проведеного аналізу НДС донної частини робочих циліндрів встановлено, що виконання радіусу округлення галтелі величиною менше, ніж $0,2d_{вн}$ ($d_{вн}$ – внутрішній діаметр циліндричної частини корпусу циліндру) призводить до появи в ній яскраво виражених зон концентрації напружень, а заглиблення галтелі в донну частину більше ніж на $0,4t_{cm}$ (t_{cm} – товщина стінки циліндричної частини) призводить до виникнення додаткових радіальних зусиль, що спричиняють появу пластичних деформацій та посилюють розвиток тріщин від утомленості.

За результатами аналітичного розрахунку побудовано низку кривих, які дозволяють проектувати корпус робочого циліндру, гарантуючи раціональне

співвідношення відповідних конструктивних параметрів донної частини з урахуванням проточки під НЗК та отвору для підводу рідини високого тиску, а також необхідний запас міцності при заданих умовах експлуатації у відповідності до конкретного значення коефіцієнта послаблення днища.

Методика раціонального проектування систем зворотних та врівноважувальних циліндрів передбачає диференціацію гідроліній, що входять до їх складу, адже кожна з них відповідає за досягнення необхідних параметрів переміщення рухомої поперечини на окремих етапах машинного циклу преса. Одночасно з цим слід не створювати надмірного опору переміщенню рухомих частин на ході наближення, чим забезпечується необхідна якість заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску при покращенні загальної динаміки роботи преса. Розроблена методика інженерно-аналітичного розрахунку дозволяє при модернізації діючого обладнання використання паспортних даних гідравлічних пресів з НАП із урахуванням креслень цехових розведень трубопроводів.

Аналізом балансу тисків в НАП на робочому ході встановлено, що чим менший опір поковки деформуванню, тим більша частина тиску акумулятора витрачається на подолання гідравлічних опорів, але й тим вище швидкість деформування. При підвищеному опорі поковки спостерігається протилежна картина. Усталена швидкість рухомої поперечини гідравлічного преса залежить від різниці тисків між акумулятором та робочим циліндром. На робочому ході прес споживає із акумулятора рідину постійного тиску незалежно від величини опору поковки деформуванню. Уся різниця тисків між акумулятором та робочим циліндром витрачається при подоланні гідравлічних опорів магістралі «акумулятор – прес».

Для ефективного деформування поковки необхідно, щоб тиск в робочому циліндрі преса не перевищував $2/3$ від тиску в акумуляторі. При такому співвідношенні встановлюється раціональний баланс між значеннями к. к. д. та коефіцієнта щільності потужності приводу, а, отже, й між швидкісними параметрами системи керування та ефективністю роботи гідравлічних пресів з НАП на робочому ході.

Дослідженнями встановлено, що к. к. д. та коефіцієнт щільності потужності приводу, а також робочі характеристики НАП, можуть бути суттєво покращені вдосконаленням систем керування, зокрема необхідним є:

- перегрупування насосно-акумуляторних станцій шляхом відмови від громіздких групових та перехід на індивідуальний привод з максимально можливим наближенням гідробалонів акумуляторів до пресів;
- усунення із напірних гідроліній зайвих місцевих опорів;
- раціональне проектування елементів НАП та розрахунок високоефективних режимів здійснення різних етапів машинного циклу з використанням розроблених математичних моделей.

Важливо при конструюванні системи гідроліній робочих циліндрів притримуватися наступних основних рекомендацій:

- клапанний розподільник робочих циліндрів слід виділяти в окремий корпус та розташовувати у безпосередній близькості до пресу;

- регулювальні клапани необхідно оснащати засобами керування й контролю, взаємозв'язаними за допомогою електроніки як між собою, так і з іншими елементами системи керування пресом в межах єдиної АСК;

- підведення рідини високого тиску від насосно-акумуляторної станції до розподільника робочих циліндрів повинне здійснюватися окремою гідролінією, прокладеною безпосередньо від клапана-автомата;

- розгалуження гідроліній повинне виконуватися максимально близько до робочих циліндрів та рівновіддалено від входів у симетрично розташовані циліндри для уникнення перекосів рухомої поперечини на робочому ході.

Раціональне проектування системи робочих циліндрів передбачає диференціацію гідроліній, які входять до її складу, адже кожна з них відповідає за досягнення необхідних параметрів переміщення рухомої поперечини на різних ступенях зусиль гідравлічного преса з НАП.

Розрахунок площі критичних прохідних перерізів $f_{кр}$ дросельних регулювальних клапанів є ключовим при проектуванні гідросистем пресів. Від вірного вибору цих перерізів багато в чому буде залежати ефективність роботи преса, гнучкість та чутливість його керування. При завищених прохідних перерізах $f_{кр}$ гідравлічний прес буде працювати з гідроударами та коливальними явищами різної інтенсивності, чутливість до керуючих сигналів та, відповідно, точність кутання (штамбування) будуть низькі, а нормальна експлуатація преса стане неможливою.

Вперше розроблено, науково обґрунтовано та введено у теорію аналітичного розрахунку гідравлічних пресів з НАП критерій, що дозволяє не тільки підбирати під необхідні швидкісні параметри та вимоги точності гальмування рухомої поперечини на заданому розмірі регулювальні клапани відповідних характеристик, а й досягти точного перерозподілу гідравлічного опору між регулювальним клапаном та іншими компонентами магістралі «акумулятор – прес».

Даним критерієм є «фактор вагомості клапана» K_{ES} , який поєднує в собі параметри насосно-акумуляторного приводу преса, конструктивну та швидкісну характеристики регулювального клапана, а також показник якості системи керування у прив'язці до номінального зусилля преса:

$$K_{ES} = \frac{F_p \cdot \left(\frac{f_i}{f_{кр}} - 1 \right)^2}{\alpha \cdot \Delta p_p \cdot f_i^2}, \quad (7)$$

де f_i – площа прохідного перерізу гідролінії, в якій встановлений регулювальний клапан;

Δp_p – перепад тисків між акумулятором та робочим циліндром.

Залежність (7) є співвідношенням, яке визначає фактор вагомості клапана K_{ES} , що вміщує в комплексі параметри НАП, характеристики регулюваль-

ного клапана (конструктивну та швидкісну), а також якість системи керування, які приходяться на одиницю активного зусилля гідравлічного преса. Зокрема F_p та f_i характеризують параметри магістралі «акумулятор – прес», $f_{кр}$ вказує на конструктивну характеристику регулювального клапана, Δp визначає швидкісні параметри гідравлічного преса, α – показник якості гідросистеми.

Для гідравлічних пресів з НАП в діапазоні зусиль 30...150 МН за формулою (7) розраховані значення фактора вагомості клапана K_{ES} при роботі на I та II ступенях зусиль при різних значеннях коефіцієнта α . Відповідні криві приведені на рисунку 4.

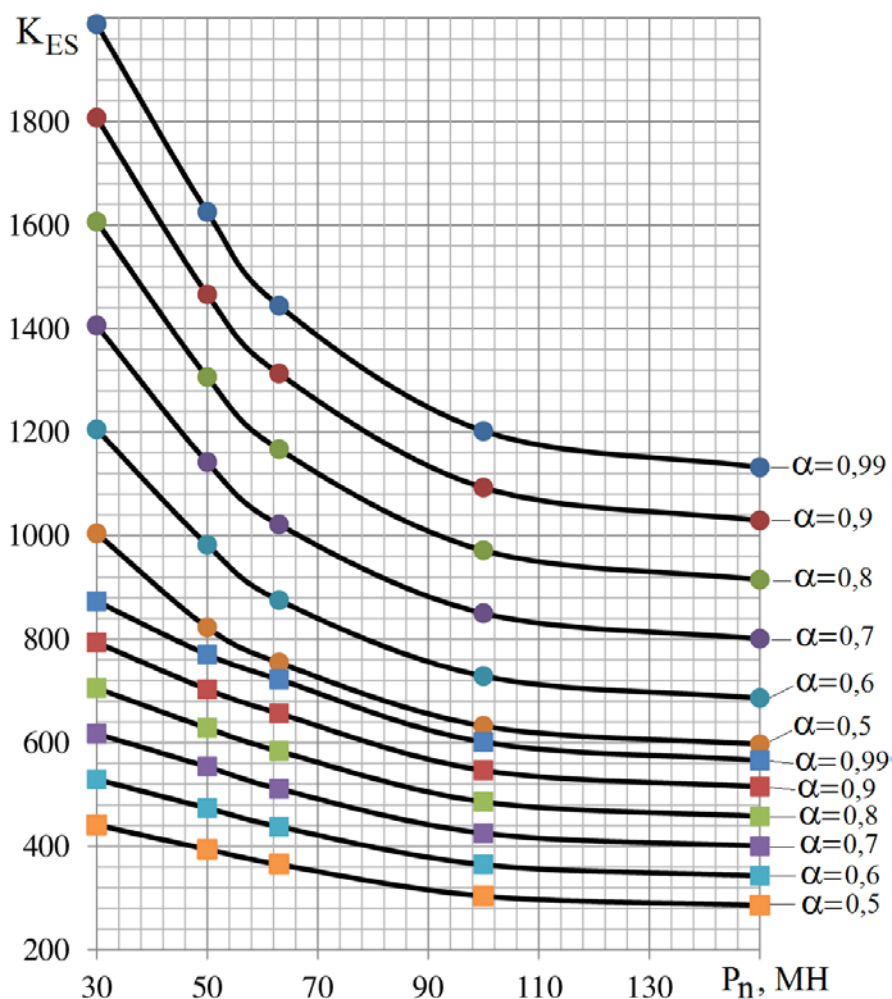


Рисунок 4 – Криві для визначення фактора вагомості клапана K_{ES} при роботі на I (круглі маркери) та II (квадратні маркери) ступенях зусиль при різних значеннях коефіцієнта α в залежності від зусилля преса P_n

Розрахункові криві (рис. 4) показують, що чим вище зусилля преса, тим у більшій мірі необхідно розвантажувати гідролінії від зайвих гідроопорів для досягнення необхідних швидкісних параметрів систем керування. Зі зменшенням значення коефіцієнта α криві стають більш пологими, що свідчить про зниження регулювальних властивостей клапана та ефективності роботи гідравлічного преса з НАП.

Зі збільшенням значення коефіцієнта α криві (рис. 4) починають відрізнятися більшою крутизною, яка показує, що чим менше зусилля преса, тим більш компактною повинна бути система керування за рахунок:

- зосередження регулювальних клапанів та органів керування безпосередньо біля робочих циліндрів;
- виконання засобів керування регулювальними клапанами у вигляді індивідуальних сервоприводів;
- раціонального проектування розведень трубопроводів високого тиску, як по пресу, так і по території ковальсько-пресового цеху, максимально виключаючи зайві місцеві гідравлічні опори (повороти, підйоми, перехідники, перепади перерізів та ін.);
- встановленням акумулятора поблизу гідравлічного преса.

Зі зростанням зусилля преса розведення трубопроводів стають більш розвиненими, а частка регулювального клапана в загальному опорі магістралей знижується, незалежно від величини коефіцієнта α . У випадку великих та потужних гідравлічних пресів з НАП також необхідно прагнути підвищувати компактність систем керування, однак реалізувати це на практиці набагато складніше, ніж у випадку пресів середніх зусиль. Зі зростанням зусилля збільшуються габарити силових гідравлічних органів та металоконструкції преса, зростає об'єм робочої рідини в гідросистемі. Норми та правила експлуатації судів високого тиску й загальної техніки безпеки не дозволяють скоротити протяжність гідроліній, вимагаючи розташовувати насосно-акумуляторні станції на безпечній відстані від преса. Зосередження регулювальних клапанів та органів керування безпосередньо біля робочих циліндрів у випадку великих та потужних гідравлічних пресів не завжди виявляється можливим, адже таке компонування призведе до суттєвого збільшення і так немалих висотних габаритів вертикальної металоконструкції машини. При цьому слід враховувати зростаючу металоємність основних компонентів гідросистем великих та потужних пресів, особливо клапанних розподільників. Їх розташування біля робочих циліндрів може призвести до необхідності посилення несучої конструкції преса, у тому числі й для запобігання його розгойдування при ексцентричному прикладенні технологічного навантаження. У відповідності до даних рисунку 4 здійснюють проектування ефективних систем керування гідравлічними пресами з НАП.

Послідовність дій наступна.

1. Задаються необхідним значенням коефіцієнта якості гідросистеми α та визначають відповідну йому криву.

2. За значенням зусилля необхідного ступеню зусиль преса, що проектується, знаходять перетинання з кривою обраного коефіцієнта α та визначають величину фактору вагомості клапана K_{ES} як ординату точки перетинання.

3. Проектують систему керування гідравлічним пресом, визначаючи наступні параметри за даними кривих:

- зведений коефіцієнт ξ_K опору регулювального клапана – фактор вагомості клапана K_{ES} перемножують на зусилля преса;
- зведений коефіцієнт ξ_M гідролінії, в якій встановлений дросельний регулювальний клапан – зведений коефіцієнт ξ_K ділять на обране значення коефіцієнта α ;

- зведений коефіцієнт $\xi_{арм}$ опору труб і арматури – різниця між визначеними значеннями ξ_M и ξ_K .

Таким чином, фактор вагомості клапана K_{ES} є основою створення систем керування гідравлічними пресами з заданим коефіцієнтом якості. Фактор K_{ES} дозволяє встановити необхідний ступінь компактності гідросистеми, яка суттєво впливає на ефективність роботи пресів середніх зусиль (30...63 МН), помірно для великих (63...100 МН) і незначно для потужних пресів (100...150 МН).

Розроблено методику розрахунку основних параметрів рухомих столів і систем їх керування, що забезпечує необхідну ефективність роботи гідравлічного преса з НАП на різних етапах машинного циклу. Спроектована система керування рухомих столів за своїми параметрами повинна задовольняти параметрам загальної системи керування пресом, які визначені в ході інженерного аналізу. Час спрацювання регулювальних клапанів і розгону стола повинні відповідати часовим рамкам реалізації технологічних процесів гарячої обробки тиском, які закладені в АСК, з тим, щоб забезпечити необхідну ефективність роботи гідравлічного преса з НАП на різних етапах машинного циклу.

Встановлено взаємозв'язок параметрів системи прискореної декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу, що дозволяє зв'язати критичний переріз зливного клапана робочих циліндрів з параметрами системи низького тиску – колектора та наповнювально-зливного трубопроводу, а також здійснити перерозподіл гідравлічного опору зливної магістралі, зосередивши основну його частку на зливному клапані:

$$f_{kp} = \frac{f_k}{\sqrt{\alpha \cdot \xi_{nc} \frac{f_{nc}^2}{F_p^2} + 1}}, \quad (8)$$

де f_k і f_{nc} – площі поперечного перерізу колектора та наповнювально-зливного трубопроводу відповідно.

У випадку декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу виникає необхідність здійснення інтенсивного дроселювання рідини високого тиску зливним клапаном з площею критичного перерізу, розрахованого за формулою (8). При цьому, як показав інженерний аналіз, доцільно оснащувати зливні магістралі пристроями запобігання гідравлічних ударів – компенсаторами гідроударів, методика розрахунку яких зводиться до обчислення об'єму їх робочої порожнини в залежності від величини ударного підвищення тиску в зливній магістралі в початковий момент декомпресії робочих циліндрів.

За результатами проведення інженерного аналізу визначають шляхи удосконалення конструкції базових вузлів машини та раціональні режими її роботи, які забезпечують відсутність гідравлічних ударів, плавність вимірів відповідних параметрів, високу ефективність роботи.

Розроблений метод інженерного аналізу є новим і принципово відрізня-

ється від раніш відомих тим, що послідовність проектування та розрахунку гідравлічних пресів з НАП відповідає послідовності виконання етапів машинного циклу. Причому розробці даного методу передує комплекс експериментальних досліджень та докладний аналіз досконалих математичних моделей всіх етапів машинного циклу преса, що знаходяться у безпосередньому взаємозв'язку. Це дає можливість науково обґрунтувати кожне прийняте при проектуванні рішення та розробити систему взаємозв'язаних аналітичних залежностей.

Новий метод інженерного аналізу дозволяє ще на етапі проектування гідравлічних пресів з НАП встановити взаємозв'язок систем високого та низького тисків, а також гідроліній робочих, зворотних та врівноважувальних циліндрів, що забезпечує підвищення швидкодії та ефективності роботи гідравлічних пресів з НАП, які працюють на базі індивідуального сервоприводу, упродовж всього машинного циклу.

У **сьомому розділі** представлений комплекс інноваційних пристроїв з удосконалення конструкцій гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом на базі індивідуального сервоприводу, режимів їх роботи та практичних рекомендацій для реалізації у виробництві.

Виконано узагальнення результатів проведених досліджень для практичного використання науково-технічних розробок, спрямованих на підвищення ефективності роботи гідравлічних пресів з НАП.

На основі розробленого методу інженерного аналізу, а також теоретичних й експериментальних досліджень запропоновано рекомендації зі здійснення швидкодіючих режимів роботи гідравлічних пресів з НАП на етапах заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску, робочому та зворотному ходах, а також в період декомпресії робочих циліндрів від високого тиску.

Розроблено комплекс нових пристроїв ефективного заповнення робочих циліндрів рідиною низького тиску, а саме:

- вузли НЗК зі схемами керування, які забезпечують роботу клапанів у слідкувальному режимі;
- наповнювально-зливні системи з використанням НЗБ, які виключають можливість пониження тиску в баці, а також компенсують це падіння для гарантованого усунення рідинного голодування робочих циліндрів на ході наближення рухомої поперечини до поковки;
- системи керування зворотними циліндрами, взаємопов'язаними в межах АСК з робочими циліндрами;
- системи контролю та керування поточним тиском рідини низького тиску в робочих циліндрах на ході наближення.

Запропоновано комплекс рішень з підвищення коефіцієнта якості гідравлічних систем керування пресами, який включає в себе:

- регулювальні клапани розвантаженої конструкції, що мають високі регулювальні властивості та підвищену стійкість проти кавітаційної ерозії для гнучкого й точного керування положенням і швидкістю рухомої поперечини гідравлічного преса на всіх етапах машинного циклу;
- блоки клапанів з комбінацією різних функцій;

- системи керування на базі індивідуальних насосно-акумуляторних станцій та супутні їм заходи з забезпечення високого коефіцієнта якості гідросистеми;
- нові схеми компоновання та раціонального розведення гідроліній високого та низького тиску.

Розроблено пристрої та рекомендації зі швидкого та безударного гальмування рухомої поперечини у верхньому положенні на базі елементів з індивідуальним сервоприводом. Вказані пристрої передбачають узгоджену в рамках єдиної АСК роботу систем високого та низького тиску, зворотних і робочих циліндрів нового компоновання.

Запропоновано комплекс гідравлічних пристроїв змінного тертя, які встановлюються усередині зворотних циліндрів для плавного гальмування рухомих частин у верхньому положенні.

Розроблено рекомендації з загального компоновання та підвищення компактності систем керування гідравлічними пресами, які дозволяють успішно поєднувати закони ергономіки, технічного дизайну й естетики, створюючи оригінальні промислові зразки, а також підвищити ефективність експлуатації.

Надано рекомендації зі створення корпусу робочого циліндра, які передбачають гарантування раціонального співвідношення його конструктивних параметрів, в особливості донної частини з урахуванням проточки під НЗК та отвору для підводу рідини високого тиску, а також необхідний запас міцності при заданих умовах експлуатації.

Запропоновано алгоритм ефективного керування гідравлічними пресами з НАП на базі індивідуального сервоприводу в межах автоматизованих технологічних комплексів обробки тиском, який охоплює розроблені в дисертації режими роботи пресів упродовж всього машинного циклу та забезпечує високу ефективність їх роботи.

Розроблено комплекс заходів зі створення станин гідравлічних пресів підвищеної жорсткості та запобігання відхилення напрямних колон від геометричної осі, який включає в себе рекомендації зі здійснення швидкого та якісного монтажу, а також удосконалення систем автоматичного контролю відхилення направляючих колон гідравлічних пресів від геометричної осі.

Обґрунтовано важливість використання інноваційних технологій при створенні та модернізації гідравлічних пресів з НАП. При цьому впровадження комплексу інноваційних пристроїв і рекомендацій з удосконалення конструкцій та режимів роботи гідравлічних пресів з НАП на базі індивідуального сервоприводу можливе тільки з використанням розробленого в дисертації методу інженерного аналізу, який дозволяє раціонально спроектувати елементи гідроприводу та обґрунтувати доцільність прийнятих технічних рішень.

Нові швидкодіючі режими роботи систем керування дозволили зменшити час машинного циклу ковальських пресів з НАП, підвищуючи продуктивність кування на 18–20% та зменшуючи витрату енергоносіїв на 16–19%. За рахунок цього собівартість виготовлення поковок знизилася на 16–20%.

Результати дисертації у вигляді нових удосконалених конструкцій та режимів роботи систем керування, а також практичних рекомендацій та комплек-

су інноваційних розробок впроваджені на ПрАТ «НКМЗ», ПАТ «Енергомашспецсталь» та в навчальний процес ДДМА.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі розв'язана важлива науково-технічна проблема підвищення ефективності роботи гідравлічних пресів з НАП та індивідуальним сервоприводом на основі розвитку наукових основ їх проектування та розробки нових пристроїв і практичних рекомендацій для реалізації у виробництві, що забезпечує підвищення ступеня наукової обґрунтованості технічних рішень, які приймаються при створенні нових і модернізації діючих гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом.

1. Аналіз сучасного стану науки й техніки в галузі гідропресобудування показав, що ефективність роботи гідравлічних пресів з НАП широкого діапазону зусиль може бути значно збільшена шляхом раціонального проектування їх приводів і правильного підбору регулювальних пристроїв. Встановлено, що з появою індивідуального сервоприводу та усуненням з конструкції регулювальних клапанів розвантажувальної частини виникає необхідність створення систем керування гідравлічними пресами з НАП, в яких можливості індивідуального сервоприводу використовувалися б в найбільшій мірі.

2. Новий розроблений метод теоретико-експериментального визначення базових параметрів гідравлічних пресів з НАП, в основу якого покладено врахування показників перехідних процесів на різних ділянках гідроприводу, дозволяє знизити трудомісткість визначення відповідних параметрів на всіх етапах машинного циклу, а також підвищити точність отриманих результатів.

3. Встановлено, що на динаміку переміщення рухомої поперечини преса на ході наближення суттєво впливає система зворотних і врівноважувальних циліндрів. Дослідженнями встановлено, що раціональні за швидкодією режими здійснення ходу наближення реалізуються при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів, використанні зливних клапанів зворотних циліндрів з показником виду конструктивної характеристики 1,0 та коефіцієнті якості гідросистеми не менше 0,8. Незалежно від параметрів системи зворотних циліндрів при відсутності врівноважувальних циліндрів виникає рідинне голодування робочих циліндрів, а також гідроударні явища різних інтенсивностей при розгоні та гальмуванні рухомої поперечини на ході наближення до поковки неминучі. На етапі розгону мінімальний час відкриття зливного клапана зворотних циліндрів складає 0,15 с, величина падіння тиску в робочих циліндрах скорочується вдвічі, а час розгону зменшується на 25%. На етапі гальмування рухомої поперечини перед зіткненням з поковкою час закриття клапана складає не менше 0,1 с, впродовж якого відбувається зниження швидкості опускання рухомої поперечини на 60%. При цьому тривалість ходу наближення скорочується на 50%, значення прискорень в 2–2,5 рази нижче гранично припустимих, а шлях розгону та гальмування скорочується вдвічі.

4. Експериментальними дослідженнями робочого ходу гідравлічних пре-

сів з НАП в реальних виробничих умовах при реалізації технологічних процесів «Осадження» та «Кування» встановлено взаємозв'язок одночасно протікаючих процесів декомпресії робочих циліндрів від високого тиску, знеміцнення металу поковки після закриття впускного клапана робочих циліндрів, заповнення зворотних циліндрів рідиною високого тиску із акумулятора та випрямлення стола преса. Швидкість перебігу цих процесів, які знаходяться в безпосередньому взаємозв'язку, визначає динаміку гідравлічного преса з НАП.

5. Аналіз розробленої математичної моделі, яка характеризує переміщення рухомої поперечини з одночасною зміною активного зусилля преса з урахуванням інтенсивностей декомпресії робочих циліндрів і нагнітання високого тиску в зворотні циліндри, параметрів гідролінії «акумулятор – врівноважувальні циліндри», інтенсивності знеміцнення металу поковки й випрямлення стола преса, показує, що:

- декомпресія робочих циліндрів з інтенсивністю, що випереджає процеси знеміцнення металу поковки та випрямлення стола преса, досягається встановленням зливного клапана відповідного ступеню зусиль біля робочих циліндрів зі здійсненням їх декомпресії безпосередньо в наповнювально-зливну гідролінію;

- раціональні зі швидкодії режими здійснення декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу реалізуються при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів, використанні зливних клапанів робочих циліндрів і впускного клапана зворотних циліндрів з показником виду конструктивної характеристики 1,0 та коефіцієнті якості гідросистеми не менше 0,8;

- одночасне відкриття клапанів зливних робочих циліндрів і впускного клапана зворотних циліндрів при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів забезпечує відсутність інерційних вибігів рухомої поперечини під дією поковки, що знеміцнюється, та прискорює роз'єднання інструменту з гарячою заготовкою.

Процес декомпресії робочих циліндрів по закінченні робочого ходу скорочується в середньому у 2,0...2,5 рази, а при наявності в конструкції преса системи врівноважувальних циліндрів інтенсивність декомпресії підвищується на 75%, значення прискорень у 2–2,5 рази нижче гранично припустимих, а тривалість робочого ходу з подальшою декомпресією скорочується на 25%.

6. Виявлено, що при гальмуванні рухомої поперечини у верхньому положенні закриттям впускного клапана зворотних циліндрів неминує має місце вибіг, який супроводжується тривалими коливаннями й гідроударами в системах робочих і зворотних циліндрів, що суттєво знижує продуктивність преса та ускладнює його роботу в режимі автоматичних ходів. Числовим аналізом математичної моделі затухаючих коливань рухомої поперечини на зворотному ході встановлено, що при наявності в конструкції преса врівноважувальних циліндрів період коливань збільшується на 75% зі зменшенням амплітуди як мінімум у 2 рази. При цьому повне затухання коливань настає на 0,25...0,5 с раніше, ніж у випадку відсутності системи врівноважувальних циліндрів.

7. Числовим аналізом математичної моделі встановлено, що виключення

гідроударних й коливальних явищ, а також підвищення продуктивності преса можна досягти шляхом гальмування рухомої поперечини у відповідності до такого алгоритму:

- при підході рухомої поперечини до верхнього положення закривають НЗК всіх ступенів зусиль;

- закривають зливний клапан робочих циліндрів, встановлений у безпосередній близькості до них, з показником виду конструктивної характеристики не нижче 1,0, коефіцієнтом якості гідросистеми не менше 0,8 та мінімальним часом закриття 0,2 с при умові наявності в конструкції преса врівноважувальних циліндрів;

- після зупинки рухомої поперечини у верхньому положенні закривають впускний клапан зворотних циліндрів.

Час гальмування скорочується більш, ніж на 80%, а вибіг рухомої поперечини у верхньому положенні відсутній.

8. Новий розроблений в роботі метод інженерного аналізу принципово відрізняється від раніш відомих тим, що послідовність проектування й розрахунку гідравлічних пресів з НАП відповідає послідовності здійснення етапів машинного циклу. Це дозволяє ще на етапі проектування гідравлічних пресів з НАП встановити взаємозв'язок систем високого та низького тисків, а також гідроліній робочих, зворотних і врівноважувальних циліндрів, забезпечуючи підвищення швидкісних параметрів машин, що розглядаються, та ефективності їх роботи на протязі всього машинного циклу.

9. Вперше введено в теорію інженерного аналізу та науково обґрунтовано «фактор вагомості клапана» K_{ES} , який поєднує в собі параметри насосно-акумуляторного приводу преса, конструктивну та швидкісну характеристики регульовального клапана, а також коефіцієнт якості системи керування у прив'язці до номінального зусилля преса, та дозволяє підбирати параметри регульовальних клапанів під необхідні вимоги швидкодії та точності гальмування рухомої поперечини на заданому розмірі, а також досягати точного перерозподілу гідравлічного опору між регульовальним клапаном і компонентами магістралі «акумулятор – прес».

10. Розроблено комплекс інноваційних пристроїв і рекомендацій з удосконалення конструкцій та режимів роботи гідравлічних пресів з НАП на базі індивідуального сервоприводу. Згідно висновку ТОВ «НПП «Укртехексперт» даний комплекс технічних рішень відрізняється практичною цінністю, відповідає сучасним вимогам виробництва, має підвищені експлуатаційні характеристики, ефективний та надійний в роботі, всі пристрої компактні та ергономічні, адаптуються під різні вимоги та конструктивні особливості приводів гідравлічних пресів в широкому діапазоні номінальних зусиль. Нові швидкодіючі режими роботи систем керування дозволили зменшити час машинного циклу ковальських пресів з НАП, підвищити продуктивність кування на 18–20% та зменшити витрату енергоносіїв на 16–19%. За рахунок цього собівартість виготовлення поковок знизилася на 16–20%. Результати дисертації у вигляді нових удосконалених конструкцій гідравлічних пресів з НАП, режимів роботи їх сис-

тем керування, створених на основі розроблених математичних моделей всіх етапів машинного циклу, а також практичних рекомендацій та комплексу інноваційних розробок впроваджені на ПрАТ «НКМЗ», ПАТ «Енергомаш-спецсталь» та в навчальний процес ДДМА.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧКИ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Шинкаренко О.М. Совершенствование гидравлических приводов прессов : монография / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2014. – 142 с.

2. Korchak E.S. Designing control systems of hot isostatic presses / E.S. Korchak, A.A. Andreev // XVII International scientific conference “New technologies and achievements in metallurgy, material engineering and production engineering”, 19–20 May, 2016, Czestochowa, Poland – Collective monograph. – Czestochowa, 2016. – Serial monograph № 56. – P. 295 –298.

3. Korchak E.S. Methodic of fast low-pressure system foundation for forging presses with pump-accumulator drive / E.S. Korchak // XVI International scientific conference “New technologies and achievements in metallurgy and material engineering and production engineering”, 28–29 May, 2015, Czestochowa, Poland – Czestochowa, 2015. – Serial monograph № 48. – P. 178 –181.

4. Корчак О.С. Методика створення систем керування гідравлічними пресами з необхідними швидкісними параметрами / О.С. Корчак // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця, ВНАУ, 2015. – №3 (49). – С. 39 –43.

5. Корчак О.С. Розробка систем гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом / О.С. Корчак // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» : зб. наук. пр. Серія: Інноваційні технології та обладнання обробки матеріалів у машинобудуванні та металургії. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – №47 (1166). – С. 38 –41.

6. Корчак Е.С. Исследование взаимосвязи декомпрессии рабочих цилиндров ковочных гидравлических прессов и разупрочнения металла поковки по окончанию рабочего хода / Е.С. Корчак, О.М. Шинкаренко // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2015. – №2 (41). – С. 312 –316.

7. Корчак Е.С. Обоснование необходимости создания систем управления гидравлическими прессами повышенной компактности / Е.С. Корчак, О.А. Ковалева // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2015. – №1 (40). – С. 219 –222.

8. Корчак О.С. Ефективне застосування нових інноваційних технологій для оновлення парку обладнання підприємств важкого машинобудування / О.С. Корчак, В.С. Кривунь // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. пр. – Краматорськ : ДДМА, 2015. – Вип. №36. – С. 161 –164.

9. Корчак Е.С. Влияние параметров системы уравнивающих цилиндров на динамику хода приближения ковочных прессов с насосно-аккумуляторным приводом / Е.С. Корчак // *Обработка материалов давлением* : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2014. – №1 (38). – С. 222 –225.

10. Корчак Е.С. Современные технологии проектирования корпусов рабочих цилиндров мощных гидравлических прессов / Е.С. Корчак, А.В. Середа // *Автоматизация и современные технологии*. – М. : Машиностроение, 2014. – №1. – С. 22 –25.

11. Шинкаренко О.М. Расчет сервоприводов управления регулирующими клапанами гидравлических прессов / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // *КШП. ОМД*. – 2014. – №7. – С. 42 –46.

12. Шинкаренко О.М. Проектирование привода передвижного стола гидравлического пресса / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // *КШП. ОМД*. – 2014. – №6. – С. 29 –34.

13. Шинкаренко О.М. Методология исследования параметров гидравлического кузнечно-прессового оборудования / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // *КШП. ОМД*. – 2013. – №10. – С. 27 – 32.

14. Шинкаренко О.М. Динамическая устойчивость дроссельных регулирующих клапанов систем управления гидравлическими прессами / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // *КШП. ОМД*. – 2013. – №2. – С. 30 –35.

15. Шинкаренко О.М. Выбор параметров дроссельных регулирующих клапанов для систем управления гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // *КШП. ОМД*. – 2012. – №8. – С. 37 –41.

16. Шинкаренко О.М. Кавитационный износ регулирующих клапанов систем управления гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // *КШП. ОМД*. – 2012. – №10. – С. 36 –40.

17. Корчак Е.С. Расчет параметров системы низкого давления мощного ковочного гидравлического пресса / Е.С. Корчак, В.Д. Ковалев, Д.В. Дейнека // *Обработка материалов давлением* : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2013. – №4 (37). – С. 195 –198.

18. Корчак Е.С. Определение параметров системы низкого давления мощного ковочного гидравлического пресса / Е.С. Корчак, Н.А. Ключкова // *Обработка материалов давлением* : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2012. – №3 (32). – С. 200 –203.

19. Корчак Е.С. Анализ динамической модели хода приближения ковочных гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом / Е.С. Корчак, Н.А. Ключкова // *Обработка материалов давлением* : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2012. – №1 (30). – С. 250 –255.

20. Korchak E.S. Decompression Dynamics of High-Pressure Hydraulic Cylinders / E.S. Korchak // *Russian Engineering Research*. – 2011. – Vol. 32, №9 –10. – P. 623 –626. (Scopus) DOI: 10.3103/S1068798X12070143.

<http://link.springer.com/article/10.3103%2FS1068798X12070143>

21. Корчак Е.С. Аналитическое описание динамики декомпрессии гидравлических цилиндров высокого давления / Е.С. Корчак // Вестник машиностроения. – М. : Машиностроение, 2012. – №7. – С. 6–9.

22. Корчак Е.С. Современные тенденции проектирования гидравлических систем управления автоматизированными ковочными комплексами / Е.С. Корчак // Станочный парк. – Санкт-Петербург, 2012. – №7 (95). – С. 24–25.

23. Шинкаренко О.М. Повышение качества управления гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2012. – №5. – С. 16–21.

24. Шинкаренко О.М. Современные тенденции совершенствования систем управления гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2012. – №5. – С. 18–23.

25. Шинкаренко О.М. Особенности перевода крупных гидравлических прессов с насосно-аккумуляторного на прямой насосный привод / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КШП. ОМД. – 2008. – №7. – С. 31–33.

26. Корчак Е.С. Математическое моделирование как основа создания системы эффективного торможения подвижной поперечины гидравлического пресса в верхнем положении / Е.С. Корчак // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки : сб. науч. тр. – Самара : СамГТУ, 2012. – №1 (26). – С. 192–197.

27. Шинкаренко О.М. Создание динамической расчетной модели рабочего хода пресса с насосно-аккумуляторным приводом / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки : сб. науч. тр. – Самара : СамГТУ, 2012. – №2 (27). – С. 124–131.

28. Корчак Е.С. Совершенствование систем автоматического контроля отклонения направляющих колонн гидравлических прессов от геометрической оси / Е.С. Корчак // Автоматизация и современные технологии. – М. : Машиностроение, 2012. – №2. – С. 7–9.

29. Корчак Е.С. Обеспечение быстрого и эффективного монтажа станин гидравлических прессов колонного типа / Е.С. Корчак // Сборка в машиностроении и приборостроении. – М.: Машиностроение, 2012. – №12. – С. 10–12.

30. Шинкаренко О.М. Совершенствование режимов работы гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом на холостом ходе / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2011. – №2 (27). – С. 190–194.

31. Шинкаренко О.М. Управление процессом торможения подвижной поперечины ковочного гидравлического пресса / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2008. – №1 (19). – С. 368–373.

32. Корчак Е.С. Совершенствование системы ускоренного заполнения рабочих цилиндров гидравлических прессов жидкостью низкого давления / Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2011. – №3 (28). – С. 237–240.

33. Корчак Е.С. Разработка системы ускоренного заполнения рабочих цилиндров гидравлических прессов жидкостью низкого давления / Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2011. – №7. – С. 26–28.

34. Корчак Е.С. Определение показателей гидравлических прессов применительно к возвратному ходу и разгрузке рабочих цилиндров от давления / Е.С. Корчак // Вестник машиностроения. – М. : Машиностроение, 2011. – №2. – С. 32–34.

35. Korchak E.S. Inverse Pass of Hydraulic Presses and Pressure Unloading of Working Cylinders / E.S. Korchak // Russian Engineering Research. – 2011. – Vol. 31, №2. – P. 113–115. (Scopus) DOI 10.3103/S1068798X11020110. <http://link.springer.com/article/10.3103%2FS1068798X11020110>

36. Шинкаренко О.М. Совершенствование эксплуатационных свойств наполнительно-сливных клапанов гидравлических прессов / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // КИШП. ОМД. – 2011. – №1. – С. 32–35.

37. Корчак Е.С. Новое в конструировании и расчете компенсаторов гидроударов / Е.С. Корчак // Справочник. Инженерный журнал. – М. : Машиностроение, 2010. – №10 (163). – С. 18–21.

38. Корчак Е.С. Повышение эффективности монтажа и эксплуатации направляющих колонн гидравлических прессов / Е.С. Корчак // КИШП. ОМД. – 2010. – №2. – С. 25–29.

39. Корчак Е.С. Математическое моделирование процессов, происходящих в рабочих цилиндрах гидравлического пресса при их декомпрессии / Е.С. Корчак // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки : сб. науч. тр. – Самара : СамГТУ, 2010. – №5 (21). – С. 152–158.

40. Корчак Е.С. Разработка способа ускоренной разгрузки рабочих цилиндров гидравлических прессов / Е.С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2010. – №3 (24). – С. 162–166.

41. Корчак Е.С. Развитие конструкций наполнительно-сливных клапанов гидравлических прессов / Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2010. – №8. – С. 17–20.

42. Корчак Е.С. Анализ математической модели торможения подвижной поперечины гидравлического пресса в верхнем положении / Е.С. Корчак // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки : сб. науч. тр. – Самара : СамГТУ, 2009. – №2 (19). – С. 153–159.

43. Корчак Е.С. Совершенствование наполнительно-сливных систем гидравлических прессов / Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2009. – №10. – С. 18–21.

44. Шинкаренко О.М. Повышение кавитационной стойкости дроссельных регулирующих клапанов управления гидравлическими прессами / О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2008. – №8. – С. 26–29.

45. Корчак О.С. Удосконалення процесу монтажу гідравлічних пресів / О.С. Корчак // *Машинознавство*. – Львів, 2008. – №12 (138). – С.45–47.

46. Корчак Е.С. Динамические особенности возвратного хода и процесса разгрузки рабочих цилиндров от давления ковочных гидравлических прессов / Е.С. Корчак // *Вестник машиностроения*. – М. : Машиностроение, 2008. – №10. – С. 67–70.

47. Корчак Е.С. Теоретическое исследование возвратного хода ковочных прессов с насосно-аккумуляторным приводом / Е.С. Корчак // *Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета – Алчевск : ДОНГТУ*, 2008. – Вып. 26. – С. 189–196.

48. Корчак О.С. Створення нового способу гальмування рухливих мас гідравлічного преса на зворотному ході / О.С. Корчак // *Машинознавство*. – Львів, 2008. – №2 (128). – С.40–43.

49. Korchak E.S. Stressed-and-deformed state analysis of bottom part of high-pressure hydraulic cylinder body / E.S. Korchak, A.V. Sereda // *Proceedings of the 14th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2014*, 18–21 September 2014, Topola, Serbia. – Vol. 1. – P. 250–252.

50. Korchak E.S. Designing high-pressure hydraulic cylinder body of rational construction / E.S. Korchak // *Proceedings of the 12th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2012*, 13–17 September 2012, Vrnjacka Banja, Serbia. – Vol. 1. – P. 206–209.

51. Korchak E.S. System of accelerated filling of hydraulic press power cylinders with low-pressure hydraulic fluid / E.S. Korchak // *Proceedings of the 11th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2011*, 15–18 September 2011, Sokobanja, Serbia. – Vol. 2. – P. 1133–1136.

52. Korchak E.S. Creating reliable control systems of hydraulic presses return cylinders / E.S. Korchak // *Proceedings of the 10th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2010*, 16–19 September 2010, Donji Milanovac, Serbia. – Vol. 1. – P. 274–277.

53. Korchak E.S. Improvement of filling-and-exhausting valves of hydraulic presses / E.S. Korchak // *Proceedings of the 9th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2009*, 16–19 September 2009, Vrnjacka Banja, Serbia. – P. 241–244.

54. Korchak E.S. Improvement of hydraulic regulating valves constructions on the basis of elastic elements / E.S. Korchak // *Proceedings of the 8th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2008*, 14–17 September 2008, Uzice, Serbia. – P. 227–230.

55. Корчак О.С. Фактор вагомості клапана як основа для створення швидкодійних систем керування гідравлічними пресами / О.С. Корчак // *Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта»*, Одеса, 21–24 червня 2016 року. – Одеса – Київ, 2016. – С. 76.

56. Корчак О.С. Створення систем керування гідравлічними пресами з необхідними швидкісними параметрами / О.С. Корчак // *Теоретичні та практичні проблеми в обробці матеріалів тиском і якості фахової освіти : матеріали*

VII міжнародної науково-технічної конференції, 30 травня – 03 червня 2016 р. – Київ – Херсон : КПІ – ХНТУ, 2016. – С. 53–55.

57. Корчак О.С. Створення швидкодіючих систем низького тиску для гідравлічних пресів / О.С. Корчак // Теоретичні та практичні проблеми в обробці матеріалів тиском і якості фахової освіти : матеріали VI міжнар. наук.-техніч. конф., 14–18 грудня 2015 р. – Київ : КПІ, 2015. – С. 16–18.

58. Корчак О.С. Розробка систем гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом / О.С. Корчак // Ресурсосбережение и энергоэффективность процессов и оборудования обработки давлением в машиностроении и металлургии : материалы VII міжнар. наук.-техніч. конф., Харьков, 18–20 ноября 2015 г. – Харьков : ХПИ, 2015. – С. 29–31.

59. Корчак Е.С. Разработка систем управления гидравлическими прессами повышенной компактности / Е.С. Корчак, О.А. Ковалева // Матеріали міжнар. наук.-техніч. конф. «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», Одеса, 22–25 червня 2015 р. – Одеса – Київ, 2015. – С. 77–78.

60. Корчак О.С. Эффективное застосування нових інноваційних технологій для оновлення парку обладнання підприємств важкого машинобудування / О.С. Корчак, В.С. Кривунь // Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали XIII міжнар. наук.-техніч. конф., Краматорськ, 2–4 червня 2015 р. / Під заг. ред. В.Д. Ковальова. – Краматорськ: ДДМА, 2015. – С. 52.

61. Корчак Е.С. Создание эффективных систем управления ковочными гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом / Е.С. Корчак // Ресурсосбережение и энергоэффективность процессов и оборудования обработки давлением в машиностроении и металлургии : Матеріали VI міжнарод. науч.-техніч. конф., Харьков, 19-21 ноября 2014 г. – Харьков : ХПИ, 2014. – С. 17-18.

62. Корчак Е.С. Современные тенденции проектирования гидравлических систем управления в тяжелом машиностроении и металлургии / Е.С. Корчак // Азовмаш – 2013 : III междунар. науч.-техніч. конф., Мариуполь, 25 мая – 1 июня 2013 г. – Мариуполь : Азовмаш, 2013. – С. 18 –19.

63. Корчак Е.С. Математическая модель торможения подвижной поперечины гидравлического пресса в верхнем положении / Е.С. Корчак // Математическое моделирование и краевые задачи : Ч. 1: Математические модели механики, прочности и надежности элементов конструкций. Труды пятой Всероссийской научной конференции с международным участием, Самара, 29 –30 мая 2008 г. – Самара: СамГТУ, 2008. – С.158 –161.

Додатково наукові результати дисертації відображені в роботах:

64. Шинкаренко О.М. Ковочно-штамповочное оборудование. Гидравлические прессы : учебное пособие / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2012. – 152 с.

65. Шинкаренко О.М. Расчет и проектирование приводов и базовых узлов гидравлических прессов : учебное пособие / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2013. – 105 с.

66. Кривунь В.С. Інтелектуальна власність. Практикум: навчальний посібник / В.С. Кривунь, О.С. Корчак. – Краматорськ : ДДМА, 2012. – 152 с. (Гриф МОНМСУ №1/11 – 7650 від 25.04.2013 р.)

67. Корчак О.С. Основні розрахунки при проектуванні ковальсько-пресових цехів машинобудівних підприємств : навчальний посібник. – Краматорськ : ДДМА, 2014. – 80 с. (Гриф МОН №1/11–14496 від 10.09.2014 р.)

Запатентовані технічні рішення:

68. Пат. 105610 України, МПК В30В15/00, F16К17/00. Спосіб проектування швидкодіючих систем керування гідравлічними пресами / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – № u201509730; заявл. 07.10.2015; опубл. 25.03.2015, Бюл. №6.

69. Пат. 102251 України, МПК В30В15/00. Спосіб визначення параметрів ходу наближення рухомої поперечини ковальського гідравлічного пресу до поковки / Корчак О.С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201503361; заявл. 10.04.2015; опубл. 26.10.2015, Бюл. №20.

70. Пат. 98722 України, МПК В30В15/00. Система керування робочими циліндрами гідравлічного пресу / Корчак О.С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №u201410923; заявл. 06.10.2014; опубл. 12.05.2015, Бюл. №9.

71 – 94. Патенти України на корисну модель (особисті): 31438, 32172, 37323, 39748, 39749, 40469, 41137, 46495, 51523, 52246, 58132, 59107, 59108, 59245, 59247, 59319, 61408, 65320, 79281, 79294, 79840, 93951, 94658, 98717.

95 – 130. Патенти України на корисну модель (у співавторстві): 31398, 31434, 31440, 37639, 38880, 51863, 51880, 54269, 55895, 59091, 59092, 59244, 59250, 61520, 61521, 64921, 64933, 64956, 64960, 64962, 65407, 65417, 65642, 69050, 69056, 70738, 79282, 79283, 79284, 79289, 79295, 88583, 91504, 91505, 94656, 94657.

Особистий внесок здобувачки в роботах, опублікованих у співавторстві:

[1, 2] – розробка комплексного підходу та напрямків удосконалення гідравлічних приводів пресів; [6] – встановлення взаємозв'язку інтенсивностей знеміцнення металу та декомпресії робочих циліндрів; [7, 59] – розробка комплексу заходів зі спрощення конструкцій систем керування та раціоналізації взаємного розташування базових компонентів; [8, 60] – розробка заходів ефективного використання інноваційних технологій при оновленні парку технологічного обладнання; [10, 49] – розробка сучасної технології проектування корпусів робочих циліндрів потужних гідравлічних пресів; [11] – розробка методики розрахунку сервоприводів; [12] – розробка методики проектування приводу рухомого столу; [13] – розробка методики експериментальних досліджень; [14 – 16, 44] – проведення теоретичних й експериментальних досліджень дросельних регулювальних клапанів; [17 – 19] – теоретичне дослідження ходу наближення та системи низького тиску, побудування математичних моделей; [23 – 25] – оцінка перспектив розвитку насосно-акумуляторних приводів і тенденцій їх удо-

сконалення; [27] – аналіз математичних моделей робочого ходу; [30, 31] – розробка та аналіз математичних моделей; [36] – обґрунтування напряму та розробка шляхів удосконалення наповнювально-зливних клапанів; [64, 65] – аналітичні та теоретичні дослідження, математичне моделювання, методики проектування й розрахунку гідравлічних пресів та їх приводів; [66] – методики правової охорони розробок у галузі гідравлічних пресів та їх приводів; [95 – 130] – основні ідеї корисних моделей, обґрунтування новизни та промислової придатності.

АНОТАЦІЯ

Корчак О.С. Розвиток наукових основ проектування гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом та індивідуальним сервоприводом. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.03.05 – Процеси та машини обробки тиском. – Донбаська державна машинобудівна академія, Краматорськ, 2018.

Дисертація спрямована на підвищення ефективності роботи гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом та індивідуальним сервоприводом на основі розвитку наукових основ їх проектування та розробки нових пристроїв і практичних рекомендацій для реалізації у виробництві. Це забезпечує підвищення ступеня наукової обґрунтованості технічних рішень, які приймаються при створенні нових і модернізації діючих гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом.

За результатами комплексних теоретичних і експериментальних досліджень встановлені причини низької ефективності гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом упродовж різних етапів машинного циклу. Розроблений новий метод теоретико-експериментального визначення базових параметрів пресів, який має низьку трудомісткість та високу точність отриманих результатів. На базі чисельного аналізу розроблених математичних моделей визначені раціональні за швидкодією режими здійснення ходу наближення рухомої поперечини до поковки, робочого ходу з наступною декомпресією робочих циліндрів від високого тиску та гальмування рухомої поперечини на зворотному ході. Розроблено новий метод інженерного аналізу, який принципово відрізняється від існуючих тим, що послідовність проектування та розрахунку гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом відповідає послідовності виконання етапів машинного циклу. Це дозволяє ще на етапі проектування встановити взаємозв'язок систем високого та низького тисків, а також гідроліній робочих, зворотних та врівноважувальних циліндрів, що забезпечує усунення тихохідності та підвищення ефективності роботи пресів упродовж всього машинного циклу. Вперше введено в теорію інженерного аналізу та науково обґрунтовано фактор вагомості клапана, який дозволяє підбирати під необхідні швидкісні параметри регульовальні клапани, а також досягати точного перерозподілу гідравлічного опору між клапаном та елементами магістралі «акумуля-

тор – прес». Розроблено комплекс інноваційних пристроїв та рекомендацій з удосконалення конструкцій та режимів роботи гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом, які працюють на базі індивідуальних сервоприводів.

Ключові слова: прес гідравлічний, привод насосно-акумуляторний, метод інженерного аналізу, клапан регулювальний, декомпресія, обробка тиском, гідроудар, індивідуальний сервопривод, циліндр, гальмування, коливання, гідролінія, поперечина рухома.

ABSTRACT

Olena S. Korchak Development of scientific basis of engineering design of hydraulic presses with pump-accumulator drive and individual servodrives. – Qualification scientific work as a manuscript.

Thesis for Doctor's degree in Engineering, specialty 05.03.05 – Processes and machines of plastic working. Donbass State Engineering Academy, Kramatorsk, 2018.

This thesis deals with efficiency increasing of hydraulic presses with pump-accumulator drive and individual servodrives on the basis of scientific methods of engineering analysis development as well as design of new devices and practical recommendations to be realized in industry. It provides increasing the degree of scientific validity of technical decisions to design new and renovate acting hydraulic presses with pump-accumulator drive.

Following the complex of theoretical and experimental investigations reasons of low efficiency of hydraulic presses with pump-accumulator drive during different stages of machine cycle are established. New method of theoretical and experimental determination of press basic parameters is developed, it offers the advantage of being low laborious and high accurate. On the basis of numerical analysis of the designed mathematical models reasonable fast operation conditions are determined concerning approaching towards forged piece stroke, working stroke with the following decompression of power cylinders and ram braking while return stroke. New method of engineering analysis principally differs from the known ones in the sequence of hydraulic presses with pump-accumulator drive design being in accordance with the sequence of the stages of machine cycle realization. For the first time it was introduced into the theory of engineering analysis and scientifically substantiated valve value factor. Complex of innovative devices and recommendations of improvement constructions and working conditions of hydraulic presses with pump-accumulator drive operated by means of individual servodrives is developed.

Keywords: hydraulic press, pump-accumulator drive, method of engineering analysis, control valve, decompression, plastic forming, hydraulic impact, individual servodrives, cylinder, braking, hesitations, hydraulic line, ram.

АННОТАЦИЯ

Корчак Е.С. Развитие научных основ проектирования гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом и индивидуальным сервоприводом. – Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание научной степени доктора технических наук по специальности 05.03.05 – Процессы и машины обработки давлением. – Донбасская государственная машиностроительная академия, Краматорск, 2018.

Диссертация направлена на повышение эффективности работы гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом и индивидуальным сервоприводом на основе развития научных основ их проектирования и разработки новых устройств и практических рекомендаций для реализации в производстве. Это обеспечивает повышение степени научной обоснованности технических решений, которые принимаются при создании новых и модернизации действующих гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом.

В результате комплексных теоретических и экспериментальных исследований установлены причины низкой эффективности гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом на различных этапах машинного цикла. Разработан новый метод теоретико-экспериментального определения базовых параметров прессов, обладающий низкой трудоемкостью и высокой точностью получаемых результатов. На базе численного анализа новых математических моделей определены рациональные по быстродействию режимы осуществления хода приближения, рабочего хода с последующей декомпрессией рабочих цилиндров и торможения подвижной поперечины на возвратном ходе. Разработан новый метод инженерного анализа, принципиально отличающийся от ранее известных тем, что последовательность проектирования и расчета гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом соответствует последовательности выполнения этапов машинного цикла. Это позволяет еще на этапе проектирования гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом установить взаимосвязь систем высокого и низкого давлений, а также гидролиний рабочих, возвратных и уравнивающих цилиндров, обеспечивающих устранение тихоходности рассматриваемых машин, повышение эффективности их работы на протяжении всего машинного цикла. Впервые введен в теорию инженерного анализа и научно обоснован фактор весомости клапана, позволяющий подбирать под необходимые скоростные параметры регулирующие клапаны, а также достичь точного перераспределения гидравлического сопротивления между клапаном и элементами магистрали «аккумулятор – пресс». Разработан комплекс инновационных устройств и рекомендаций по совершенствованию конструкций и режимов работы гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом и индивидуальным сервоприводом.

Ключевые слова: пресс гидравлический, привод насосно-аккумуляторный, метод инженерного анализа, клапан регулирующий, декомпрессия, обработка давлением, гидроудар, индивидуальный сервопривод, цилиндр, торможение, колебания, гидролиния, поперечина подвижная

Підп. до друку 12.02.2018. Формат 60 x 84/16. Ум. друк. арк. 1,9.
Обл.вид. арк. 0,9. Тираж 120 пр. Зам. № 16.

Видавець і виготівник
Донбаська державна машинобудівна академія
84313, м. Краматорськ, вул. Академічна, 72.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК №1633 від 24.12.2003