

Міністерство освіти і науки України  
Кременчуцький національний університет  
імені Михайла Остроградського

ЯВТУШЕНКО ОЛЕКСАНДР ВІКТОРОВИЧ

УДК 621.73.01-02: 621.98

**РОЗВИТОК ТЕОРЕТИЧНИХ ОСНОВ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ І  
ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ**

Спеціальність 05.03.05 – «Процеси та машини обробки тиском»

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Кременчук – 2015

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Східноукраїнському національному університеті ім. Володимира Даля Міністерства освіти і науки України

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор Рей Роман Іванович, Східноукраїнський національний університет ім. Володимира Даля, завідувач кафедри обробки металів тиском та зварювання. З 1 вересня 2014 р. професор кафедри технології машинобудування, Кременчуцький національний університет ім. М. Остроградського.

Офіційні опоненти:

- доктор технічних наук, професор Гожій Сергій Петрович, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», професор кафедри механіки пластичності матеріалів і ресурсозберігаючих процесів;
- доктор технічних наук, професор Фролов Євген Андрійович, Полтавський національний технічний університет ім. Юрія Кондратюка, завідувач кафедри технології машинобудування.
- доктор технічних наук, професор Кухар Володимир Валентинович, ДВНЗ Приазовський державний технічний університет (ПДТУ, м. Маріуполь), завідувач кафедри обробки металів тиском.

Захист відбудеться 20 листопада 2015 р. в 12<sup>00</sup> на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 45.052.06 при Кременчуцькому національному університеті імені Михайла Остроградського за адресою: вул. Першотравнева, 20, м. Кременчук, 39600.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського за адресою: вул. Першотравнева, 20, м. Кременчук, 39600.

Автореферат розісланий 13 жовтня 2015 р.

Учений секретар  
спеціалізованої вченої ради Д 45.052.06,  
д.т.н., проф.



В.М. Чебенко

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Кривошипні преси є основним технологічним устаткуванням, що застосовується для листового і об'ємного штампування, особливо при серійному і масовому характері виробництва. Значною мірою якість роботи устаткування визначає якість і ефективність здійснення технологічних процесів. Конструктивні особливості кривошипних пресів обумовлюють низку питань, невирішеність яких стримує створення більш потужного, надійного, безпечного і менш металомісткого обладнання.

Існуюча проблема проектування ковальсько-штампувального обладнання полягає в необхідності розвитку теоретичних основ їх розрахунку для підвищення технічного рівня, що полягає в зниженні металомісткості, збільшення енергетичних можливостей і більш якісного задоволення технологічних вимог.

Для збільшення конкурентоспроможності вітчизняного ковальсько-штампувального обладнання необхідно підвищити його експлуатаційні характеристики (точність, довговічність, ефективність) при загальному зниженні витрат на розробку і виробництво. Підвищена металомісткість вітчизняного ковальсько-штампувального обладнання показує, що недостатньо визначені критерії надійної працездатності обладнання, що призводить до вибору заздалегідь завищених коефіцієнтів запасу як за масою, так і за енергетичними параметрами машин.

Ковальсько-штампувальне обладнання (КШО) – преси, молоти, засоби автоматизації – мають складну багатокomпонентну структуру, що включає в себе об'єкти різної фізичної природи. Навіть у тому випадку, коли в основу машини покладений який-небудь один фізичний принцип, для адекватного моделювання роботи за цикл доводиться враховувати процеси і в інших фізичних системах. Виготовлення кожної ковальської машини вимагає значних фінансових витрат, що часто призводить до відмови від виготовлення дослідного зразка для його подальшого доведення й випробування. Для таких машин особливого значення набуває етап функціонального проектування, тобто оцінка працездатності машини на основі аналізу процесів її функціонування.

Усе зазначене стимулює перехід до сучасних методів проектування, що ґрунтуються на математичному моделюванні фізичних процесів, які відбуваються протягом усього технологічного циклу.

Причини недостатньої надійності кривошипних пресів також часто перебувають в недооцінці динамічних процесів, що відбуваються на різних етапах технологічного циклу. Як правило, кривошипні преси при робочому ході перетворюють накопичену за час ходу наближену і технологічної паузи енергію у технологічну роботу пластичного деформування поковок. При цьому сам процес технологічного навантаження відбувається, як правило, за короткий проміжок часу, що призводить до виникнення в системі машини коливань і спотворення характеристик, які визначаються традиційними статичними методами.

Проектування сучасних високопродуктивних пресів для здійснення

процесів глибокої витяжки, видавлювання, чистової вирубки вимагає застосування методів синтезу багатоланкових важільних виконавчих механізмів, що базуються на принципі вибору оптимальних параметрів механізму за критеріями технічної оптимальності з урахуванням конструктивних і технологічних обмежень, а це можливо тільки при використанні методів оптимізаційного синтезу.

Існує проблема складності створеної оптимальної моделі об'єкта - складність математичної моделі повинна залежати як від етапу проектування, так і від поставлених цілей, пов'язаних із завданнями стадії проектування. Аналіз працездатності машини на основі математичного експерименту з її багатокомпонентною динамічною моделлю вимагає створення спеціалізованих методів і програмних засобів, орієнтованих на використання конструктором і проектувальником.

Тому робота, спрямована на подальший розвиток теоретичних основ методів розрахунку і проектування систем кривошипних пресів із використанням математичних методів оптимізації для підвищення їх технічного рівня, є актуальною.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами.** Виконання дисертаційної роботи пов'язано з тематичними планами науково-дослідних робіт Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля (СНУ) та Запорізького національного технічного університету (ЗНТУ). Дослідження виконані в рамках держбюджетних науково-дослідних робіт (НДР) ЗНТУ, передбачених планами Міністерства освіти і науки України № ДР 0108U004419 «Удосконалення процесів і обладнання для обробки металів тиском» № ДР 0113U002419 «Удосконалення технології виробництва і обладнання для виробів зниженої металомісткості в умовах машинобудівного і металургійного виробництва» і ВНУ БМ–7–05 «Розробка алгоритмів і методів розрахунку енергетики робочого ходу кривошипних гарячештампувальних пресів», в яких автор брав участь як керівник і виконавець.

**Мета і завдання дослідження.** Мета роботи – розвиток теоретичних основ методів розрахунку і проектування систем кривошипних пресів для підвищення їх технічного рівня й ефективності використання на базі математичного моделювання та оптимізації.

Для досягнення зазначеної мети поставлені і вирішені наступні задачі:

- виконано аналіз технічного рівня сучасних кривошипних пресів і теорії їхнього розрахунку, науково обґрунтовані основні напрямки їх удосконалення;
- уточнена класифікація зубчастих передач кривошипних пресів, на базі якої розроблена математична модель для оптимізації параметрів передачі з метою зменшення її металомісткості і зменшення витрат енергії при включенні фрикційної муфти;
- розвинуті методи розрахунку величини ковзання клинопасових передач кривошипних пресів і надана якісна та кількісна оцінка залежності ковзання пасової передачі від параметрів передачі й умов її функціонування;

– на основі аналізу динамічних характеристик приводу з урахуванням реального ковзання клинопасової передачі уточнена математична модель функціонування маховика й електродвигуна з метою зниження металоємкості приводу при збереженні заданого рівня запасу енергії;

– розроблено наукові основи і нова концепція розрахунку довговічності окремих ременів і всієї клинопасової передачі на базі положень теорії надійності;

– виконано аналіз силових умов міцності і стійкості повзунів кривошипних пресів у період технологічного навантаження, розроблені уточнені математичні моделі для їх розрахунку;

– розроблено наукові основи і нова концепція проектування виконавчих механізмів спеціалізованих пресів на основі застосування методів багато параметричної умовної оптимізації з метою підвищення ефективності якості їх функціонування;

– для реалізації всіх розроблених математичних моделей розроблено необхідне програмне забезпечення, інваріантне до типорозмірів досліджуваного устаткування, яке дає можливість аналізу впливу параметрів системи на кінцеві результати розрахунків;

– на основі отриманих результатів розроблені та апробовані на виробництві практичні рекомендації по прийомах і методах підвищення технічного рівня кривошипних пресів, використані розробки дисертаційної роботи при підготовці інженерних кадрів.

**Об'єкт дослідження.** Кривошипні преси для листового й об'ємного штампування.

**Предмет дослідження.** Кінематичні та силові характеристики основних вузлів і систем пресів, умови та критерії забезпечення оптимального функціонування, довговічності, надійності і максимального задоволення технологічних вимог.

**Методи дослідження.** Теоретичні дослідження виконані на основі положень теорії механізмів і машин, теоретичної механіки, диференціального та інтегрального числення. Для оцінки надійності та довговічності роботи клинопасових передач використані положення теорії надійності. Оптимізація проектних рішень виконана на основі методів теорії дослідження операцій.

Експериментальні дослідження включали в себе фізичне моделювання в лабораторних умовах і натурні експериментальні дослідження в умовах діючого виробництва на трьох підприємствах. Експериментальні дослідження виконані на спеціальних стендах і на діючому обладнанні. Для виконання експериментальних досліджень використана сучасна вимірвальна техніка, стандартні і спеціальні реєструючі прилади. Обробка результатів експериментів проведена методами математичної статистики.

**Наукова новизна одержаних результатів.** Наукова новизна полягає в наступних результатах теоретичних і експериментальних досліджень.

**1. Отримала подальший розвиток теорія проектування оптимального зубчастого приводу кривошипних пресів на базі інваріантних мате-**

## **матичних моделей.**

Розробка відрізняється тим, що оптимізація зубчастого привода здійснюється з умови мінімуму сумарної маси зубчастих коліс і величини роботи включення фрикційної муфти. Отримані результати дають можливість визначення оптимального співвідношення передавальних відносин багатоступінчастого привода, що забезпечує зменшення його сумарної маси, а також збільшення допустимої роботи пластичної деформації за рахунок зниження витрати енергії на включення фрикційної муфти.

## **2. Вперше запропоновано метод аналітичного розрахунку величини ковзання клинопасової передачі кривошипного преса.**

Раніше аналітичних методів розрахунку ковзання клинопасових передач кривошипних пресів не існувало. Метод розрахунку стосовного ковзання ременів ґрунтується на застосуванні уточненого рівняння Понселе для передач із закріпленими валами. Метод дозволяє визначити закономірності впливу ковзання передачі на динаміку і запас енергії привода, величину моменту інерції маховика, умови роботи двигуна, продуктивність преса, а також величину допустимої роботи робочого ходу.

## **3. Вперше на базі положень теорії надійності розроблено метод розрахунку довговічності клинопасової передачі кривошипного преса.**

Метод відрізняється тим, що клинопасова передача розглянута як система, а її надійність визначається надійністю окремих складових елементів та умовами відмови. Це дає можливість визначити довговічність передачі залежно від довговічності окремих ременів, умов її відмови і функціонування та практичних параметрів функції надійності.

## **4. Отримав подальший розвиток метод розрахунку силового навантаження повзунів кривошипних пресів.**

Відмінність розробки полягає в комплексному врахуванні геометричних параметрів виконавчого механізму, умов навантаження і деформації хобота. Отримані результати дозволяють визначити умови забезпечення стійкості повзуна в період робочого ходу, виконати розрахунок діаграми допустимих зусиль у фронтальній та профільній площині, а також визначити раціональне розташування робочого інструменту в штампах.

## **5. Вперше сформульована концепція, поставлена та розв'язана задача оптимізаційного параметричного синтезу багатоланкових виконавчих механізмів спеціалізованих пресів.**

Метод параметричного синтезу відрізняється тим, що на основі положень теорії дослідження операцій і теорії синтезу важільних механізмів сукупність оптимальних параметрів механізмів визначається шляхом розв'язання задачі умовної багато параметричної однокритеріальної оптимізації. Це дає можливість визначити параметри механізмів, що відповідають вимогам технологічного процесу при одночасному задоволенні умов функціонування механізмів.

## **6. Вперше розроблена система автоматизованого розрахунку параметрів кривошипних гарячештампвальних пресів при інваріантних**

### **вихідних даних.**

Розрахунок параметрів систем преса здійснюється методом проектування «зверху–вниз» у системній єдності відповідно до їх функціонального призначення. Математичне, інформаційне та програмне забезпечення системи дає можливість у діалоговому режимі прогнозувати і здійснювати оцінку основних параметрів преса та його складових систем.

### **Практичне значення отриманих результатів**

Практичну цінність дисертації становлять такі її основні результати:

1. Методика розрахунку ковзання клинопасової передачі та його вплив на енергетичні показники приводу.
2. Метод розрахунку очікуваної довговічності клинових ременів і надійності всієї клинопасової передачі залежно від умов її відмови.
3. Метод розрахунку допустимих зусиль на повзун при ексцентричному додатку навантаження в двох взаємно перпендикулярних напрямках і практичні рекомендації з конструювання штампів і їх налагодження.
4. Алгоритми та аналітичні залежності для розрахунку кінематичних характеристик виконавчих багатоланкових важільних механізмів.
5. Методи структурного та оптимізаційного параметричного синтезу виконавчих механізмів спеціалізованих пресів, що забезпечує задоволення різних технологічних вимог і відповідне математичне та програмне забезпечення.
6. Алгоритм, інформаційне та програмне забезпечення системи автоматизованого проектування кривошипних гарячештампувальних пресів.

Науково-практичні розробки, виконані в дисертації, використані і прийняті до використання в умовах: ТОВ «Виробничо-комерційна фірма «Імпекс» (акт від 10.12.2014 р.), АТ «Мотор-Січ» (акт від 20.02.2015 р.), ВАТ «Авто-Електромаш» (акт від 15.02.2015 р.), ПАТ ТКШЗ (акт від 04.03.2015 р.), ЧКШЗ (акт від 17.02.2015 р.). Очікуєий економічний ефект від впровадження результатів досліджень в умовах ТОВ «Виробничо-комерційна фірма «Імпекс» становить 1 млн. 625 тисяч грн.

Матеріали дисертації, розроблені програмні продукти, технічні рішення і рекомендації використані в науковій роботі та навчальному процесі на кафедрі обробки металів тиском і зварювання СНУ ім. В. Даля і кафедрі обробки металів тиском ЗНТУ.

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати досліджень отримані автором самостійно. При проведенні досліджень, результати яких опубліковані в співавторстві, автором визначені ідеологія, постановка задачі, розробка основних теоретичних положень, математично-логічних моделей, алгоритмів, сформульовані висновки та рекомендації щодо вдосконалення методів розрахунків кривошипних пресів. Автор приймав безпосередню участь у проведенні всіх експериментальних досліджень та обробці отриманих результатів. Автором розроблено програмні продукти для всіх теоретичних розрахунків, для автоматизованого проектування кривошипних гарячештампувальних пресів. Особистий внесок здобувача у працях, опублікованих у

співавторстві, викладено після списку праць за темою дисертації.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення роботи, наукові і практичні результати доповідалися і обговорювалися на міжнародних науково-технічних і науково-практичних конференціях, у тому числі: «Новые наукоемкие технологии, оборудование и оснастка для обработки материалов давлением» (Краматорськ, ДГМА, 2004, 2011 рр.); «Пластична деформація металів» (Дніпропетровськ, НМетАУ, 2005 р.); «Технологія та обладнання сучасного машинобудування» (Кременчук, КДУ, 2006 р.); «Современные методы моделирования процессов обработки материалов давлением» (Краматорськ, ДГМА, 2006 р.); «Физико-механические проблемы формирования структуры и свойств материалов методами обработки давлением» (Краматорськ, ДГМА, 2007 р.); «Машины и пластическая деформация металлов» (Запоріжжя, ЗНТУ, 2007, 2012 рр.); «Сучасні тенденції розвитку машинобудування та транспорту» (Кременчук, КДУ, 2009, 2010 рр.); «Теоретичні та практичні проблеми в обробці матеріалів тиском і якості фахової освіти» (Київ, НТТУ «КПІ», 2010, 2011, 2013 рр.); «Ресурсосбережение и энергоэффективность процессов и оборудования обработки металлов давлением в машиностроении и металлургии» (Харків, НТУ «ХПИ», 2010, 2013 рр.); «Достижения и проблемы развития технологий и машин обработки давлением» (Краматорськ, ДГМА, 2012, 2013 рр.); «Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем» (Севастополь, СевНТУ, 2012, 2014 рр.); «Высокие технологии в машиностроительном производстве и транспортном машиностроении» (Полтава, ПолтНТУ ім. Юрія Кондратюка, 2013, 2014 рр.); «Новейшие научные достижения» (Софія, Болгарія, 2014 р.); «Университетская наука – 2014» (Маріуполь, ПГТУ, 2014 р.); «Динамика научных исследований – 2014» (Przemyśl, Польща, 2014 р.); «Наука: теория и практика – 2014» (Przemyśl, Польща, 2014 р.); «Прикладные научные разработки» (Прага, Чехія, 2014 р.); «Перспективы мировой науки – 2014» (Шеффілд, Великобританія, 2014 р.);

**Публікації.** Результати дисертації висвітлені в 61 публікації, у тому числі: 3 монографії, 38 публікацій в спеціалізованих наукових виданнях та у збірниках наукових праць, з них 14 – без співавторів, 8 тез доповідей на міжнародних науково-технічних і науково-практичних конференціях. Нові технічні рішення захищені 2 патентами України. Додатково матеріали дисертації опубліковані в 2 навчальних посібниках із грифом МОН України та захищені 3 свідоцтвами про охорону авторських прав. У зарубіжних виданнях опубліковано 15 статей.

**Структура і обсяг роботи.** Дисертація складається зі вступу, 7 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний обсяг роботи становить 399 сторінок, з яких 294 сторінок основного тексту. Робота містить 94 рисунка і 5 таблиць, у тому числі 71 рисунок і 4 таблиці розміщені на 48 окремих сторінках, список використаних джерел із 346 найменувань на 37 сторінках, додатки – на 8 сторінках.



## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність наукової проблеми, що розв'язується, наводиться загальна характеристика роботи, сформульовані мета роботи і задачі дослідження, показано зв'язок роботи з науковими планами, темами. Надана характеристика наукової новизни і практичної цінності отриманих результатів, їх апробація та впровадження, відзначений особистий внесок здобувача.

У першому розділі розглянуто сучасний стан теорії розрахунку та проектування кривошипних пресів.

Становлення вітчизняної школи методів розрахунку кривошипних пресів нерозривно пов'язане з іменами М.В. Сторожева, В.І. Залеського, А. В. Зіміна, І.І. Гірша, Г.О. Навроцького, О.А. Ігнатова, О. Ф. Ністратова, Л.І. Живова, Е.М. Ланського, В.І. Власова, А.Г. Овчиннікова і багатьох других учених. Значний вклад внесли представники більш молодого покоління учених – А.В. Власов, В.П. Механік, Р.І. Рей, Ф.І. Колесник, Б.М. Чумаков, Л. Г. Ко-нев, Л.Л. Роганов, Е.Ф. Богданов, В.Ю. Свистунов, В.В. Ковалев, Ю.О. Міропольський, В.О. Кожевников, Н.П. Катков і ін.

На даний час досягнутий певний рівень розвитку методів розрахунків, практики виробництва та експлуатації кривошипних пресів, який забезпечує виробництво і використання високоточних, продуктивних і надійних машин номінальним зусиллям до 160 МН.

Проведений аналіз показує наявність значного потенціалу для подальшого вдосконалення методів розрахунку і проектування кривошипних пресів, які забезпечують підвищення їх технічного рівня й ефективності експлуатації. Сучасний рівень розвитку прикладної механіки дозволяє вирішувати низку нових наукових проблем, пов'язаних із більш детальним аналізом умов проектування і функціонування технічних систем.

Для подальших досліджень виділено дві основні системи кривошипних пресів, що визначають, в першу чергу, технічні та економічні аспекти експлуатації – вузли приводу, та вузли, які визначають якість їх роботи та вплив на якість готових виробів – вузли виконавчого механізму.

Складність, металомісткість і вартість преса, його технологічність значною мірою залежать від параметрів приводу. В роботах В.М. Тинянова розглянуто деякі проблеми проектування зубчастого приводу пресів за умовою міцності і умов мінімізації їх сумарної ваги й інерційності. Між тим, параметри зубчастої передачі мають значний вплив на величину витрати енергії на включення фрикційної муфти, що не знаходить відображення у запропонованих методах розрахунку.

Огляд літератури показав, що при розрахунку приводу преса практично не враховуються особливості функціонування клинопасових передач, які завжди є першим ступенем приводу будь-якого механічного преса. Важливий вплив на динаміку приводу і продуктивність преса надає величина ковзання ременів. Залишається остаточно не вирішеним питання розрахунку довговічності клинових ременів й аналіз методів її підвищення.

Якість готових виробів значною мірою залежить від точності переміщення повзуна, зокрема від його положення в період робочого ходу, перекосів і горизонтальних зміщень. Методи розрахунку повзунів, у тому числі з додатковими направляючими розглянуті в роботах І.І. Гірша, О.Ф. Ністратова, В.І. Власова та інших учених. Приділяючи увагу питанням забезпечення міцності деталей повзуна, автори практично не торкаються питання забезпечення стійкого положення повзуна, раціонального конструювання повзуна і його елементів.

Створення продуктивних спеціалізованих пресів для операцій глибокого витягування, чистової вирубки та інших операцій вимагає використання спеціальних виконавчих механізмів, що забезпечують заданий закон переміщення повзуна. Проектування таких багатоланкових механізмів пов'язано зі складним завданням структурного та параметричного синтезу. Використання графічних методів проектування або синтезу за методом наближення функцій не забезпечують знаходження найкращого варіанту параметрів. Як показано в роботах Н.І. Левитського, Е.Е. Пейсаха, найбільш повним і достовірним методом синтезу є оптимізаційний параметричний синтез, пов'язаний з вирішенням задачі нелінійної багатопараметричної оптимізації за наявності декількох умов.

Логічним завершенням процесу розрахунку кривошипного преса є розробка систем автоматизованого розрахунку і проектування, які забезпечують не стільки скорочення термінів проектування, скільки підвищення якості проектних рішень за рахунок глибини опрацювання та системному зв'язку проектних процедур для різних систем пресів.

**У другому розділі** наведено основні напрямки, методи та методики теоретичних і експериментальних досліджень систем кривошипних пресів. Теоретичні дослідження систем кривошипних пресів проведені на основі положень і методів теорії механізмів і машин, теоретичної механіки, динаміки машин, теорії передач із пружними зв'язками, теорії електроприводу. Для вирішення задач нелінійної умовної оптимізації використовувалися методи спряжених градієнтів і метод деформуємого багатогранника.

Експериментальні дослідження для аналізу особливостей функціонування систем і перевірки адекватності математичних моделей виконано в лабораторних і виробничих умовах на кількох десятках листоштампувальних пресів, КГШП і ГKM. Вимірювання і реєстрація параметрів проводилася за допомогою сучасних методів експериментальних досліджень та математичної обробки результатів. Дослідження силового режиму роботи повзунів виконано на фізичній моделі повзуна КГШП. Вимірювання контактних реакцій виконано методом тензометрії з фіксацією результатів на комп'ютері. Дослідження клинопасових передач виконано на декількох пресах шляхом вимірювання кутів повороту ведучого і веденого шківів за допомогою спеціальних світлодіодних датчиків.

**У третьому розділі** на основі вирішення оптимізаційної задачі визначення встановлені раціональні значення передаточних відношень зубчастих

передач кривошипних пресів. Враховуючи важливий вплив параметрів зубчастої передачі на металомісткість, вартість, витрати на обслуговування і величину витрати енергії на включення муфти, умовою оптимальності прийняті критерії мінімуму загальної маси коліс і мінімуму роботи включення муфти при її розташуванні на швидкохідному валу. Для уніфікації обчислювальних процедур уточнена класифікація зубчастих механізмів і виділено шість базових схем, комбінації яких становлять двох і трьохступінчасті приводи пресів. Механізми позначені відповідно латинськими літерами *A, B, C, D, E, F*. Кожен зубчастий механізм характеризується кількома кількісними показниками; кількість коліс  $n_k$  і шестерень  $n_{ш}$ , кількість зачеплень одного колеса  $k_{зк}$  і шестерні  $k_{шш}$ , коефіцієнтом здвоювання коліс  $k_g$ . Для приведених механізмів визначено аналітичні залежності для розрахунку крутних моментів на всіх зубчастих колесах, інваріантні до структурних схем.

Зубчасті колеса показані у вигляді описаних циліндрів, розміри яких відповідають розмірам коліс, а відхилення фактичних обсягів ураховується коефіцієнтами конструктивного виконання шестерень і коліс:  $C_{ui}$ ,  $C_{kj}$  - при оптимізації за критерієм мінімуму маси;  $E_{ui}$ ,  $E_{ki}$  - при оптимізації за умовою мінімуму витрат енергії.

Визначення оптимального співвідношення передавальних відносин швидкохідного  $i_{\delta}$ , проміжного  $i_n$ , і тихохідного ступенів  $i_m$  при заданому загальному передавальному відношенні зубчастого привода  $i_o$  забезпечено вирішенням задачі умовної багато параметричної оптимізації. Критеріями оптимальності визначені вирази, що становлять собою безрозмірні кількісні характеристики загальної маси зубчастих коліс і загальних витрат енергії на включення фрикційної муфти.

Критерій мінімуму загальної маси коліс є

$$R_{gI}(i_o, i_m, i_n, i_{\delta}) \rightarrow \min, \quad (1)$$

де функціонали критеріїв для одно-, двох- і трьохступінчастого приводу мають вигляд

$$R_{gI} = A_1(i_m + 1) + A_2 \frac{i_m + 1}{i_m^2}; \quad (2)$$

$$R_{gII} = A_1(i_m + 1) + A_2 \frac{i_m + 1}{i_m^2} + A_3 \frac{i_{\delta} + 1}{i_m} + A_4 \frac{i_{\delta} + 1}{i_m i_{\delta}^2}; \quad (3)$$

$$R_{gIII} = A_1(i_m + 1) + A_2 \frac{i_m + 1}{i_m^2} + A_3 \frac{i_n + 1}{i_m} + A_4 \frac{i_n + 1}{i_m i_n^2} + A_5 \frac{i_{\delta} + 1}{i_m i_n} + A_6 \frac{i_{\delta} + 1}{i_m i_n i_{\delta}^2}. \quad (4)$$

Безрозмірні коефіцієнти  $A_1, A_2, \dots, A_6$  є функціональними залежностями від кількісних параметрів зубчастих механізмів, використаних у розрахунковому ступені.

Критерій мінімуму витрат енергії на включення має вигляд

$$R_{Ai}(i_o, i_m, i_n, i_{\delta}) \rightarrow \min. \quad (5)$$

Функціонали критеріїв мають вигляд:

– одноступінчастий привід

$$R_{A1} = i_o^2 \left( \frac{i_o + 1}{i_o^2 n_{km} N_m k_{gm} n_{zm}} \right)^{5/3} \psi_{dm}^{-2/3} (E_{um} n_{um} k_{mm} + E_{km} n_{km} i_o^2) N_m k_{gm}; \quad (6)$$

– двохступінчастий привід

$$R_{A2} = R_{A2m} + R_{A2\delta}; \quad (7)$$

$$R_{A2m} = i_o^2 \left( \frac{i_m + 1}{i_m^2 n_{km} N_m k_{gm} n_{zm}} \right)^{5/3} \psi_{dm}^{-2/3} (E_{um} n_{um} + E_{km} n_{km} i_m^2) N_m k_{gm} \left( \frac{i_m}{i_o} \right)^2; \quad (8)$$

$$R_{A2\delta} = i_o^2 \left( \frac{i_m + i_o}{i_o^2 n_{k\delta} k_{g\delta} n_{z\delta}} \right)^{5/3} \psi_{d\delta}^{-2/3} \left( E_{u\delta} n_{u\delta} k_{m\delta} + E_{k\delta} n_{k\delta} \left( \frac{i_o}{i_m} \right)^2 \right) k_{g\delta}; \quad (9)$$

– трьохступінчастий привід

$$R_{A3} = R_{A2m} + R_{A3n} + R_{A3\delta}; \quad (10)$$

$$R_{A3n} = i_o^2 \left( \frac{i_n + 1}{i_m^2 i_n^2 n_{kn} N_n k_{gn} n_{zn}} \right)^{5/3} \psi_{dn}^{-2/3} (E_{un} n_{un} + E_{kn} n_{kn} i_n^2) N_n k_{gn} \left( \frac{i_m i_n}{i_o} \right)^2; \quad (11)$$

$$R_{A3\delta} = i_o^2 \left( \frac{i_m i_n + i_o}{i_o^2 n_{k\delta} k_{g\delta} n_{z\delta}} \right)^{5/3} \psi_{d\delta}^{-2/3} \left( E_{u\delta} n_{u\delta} k_{m\delta} + E_{k\delta} n_{k\delta} \left( \frac{i_o}{i_m i_n} \right)^2 \right) k_{g\delta}. \quad (12)$$

На значення параметрів оптимізації накладаються наступні умови:

– явні обмеження

$$i_{m \min} \leq i_m \leq i_{m \max}; \quad i_{n \min} \leq i_n \leq i_{n \max}; \quad i_{\delta \min} \leq i_{\delta} \leq i_{\delta \max}; \quad (13)$$

– неявні обмеження

$$i_m \cdot i_n \cdot i_{\delta} = i_o. \quad (14)$$

Розв'язання задачі умовної оптимізації виконано методом спряжених градієнтів. Основні результати оптимізаційних розрахунків показані на рис. 1 і 2. Для одноступінчастого приводу завжди існує одне значення загального передаточного відношення  $i_{o \min}$ , за якого критерій  $R_{gl}$  приймає мінімальне значення, яке визначається як розв'язання кубічного рівняння

$$A_1 + \frac{A_2}{i_m^2} - 2A_2 \frac{i_m + 1}{i_m^3} = 0. \quad (15)$$

Для усереднених значень коефіцієнтів конструктивного виконання і параметрів механізмів, які можуть бути використані в одноступінчастому приводі, значення передатного відношення  $i_{o \min}$  дорівнюють для механізмів типу  $A$  і  $E$   $i_{o \min} = 2,459$ , а для механізмів типу  $C$  і  $D$  –  $i_{o \min} = 1,84$ . Збіг значень передаточних відношень для різних пар механізмів показує, що один механізм  $\epsilon$ , по суті, різновидом другого.

Критерій оптимальності  $R_A$  при задоволенні умов (14) і (15) узагалі не

має мінімуму, а має тенденцію постійного збільшення при зростанні передавального відношення  $i_o$ . Граничними значеннями раціонального використання двохступінчатого приводу є значення передатного відношення  $i_o$ , за якого значення критеріїв оптимальності для одно- або трьохступінчатого приводу менше ніж для двохступінчатого.

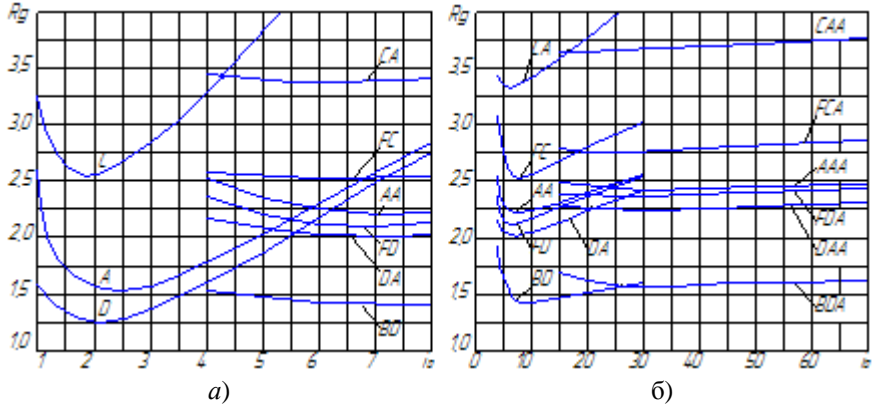


Рисунок 1 - Залежність критерію  $R_g$  від типу механізмів і передавального відношення  $i_o$  для двохступінчатого (а) і трьохступінчатого (б) приводу

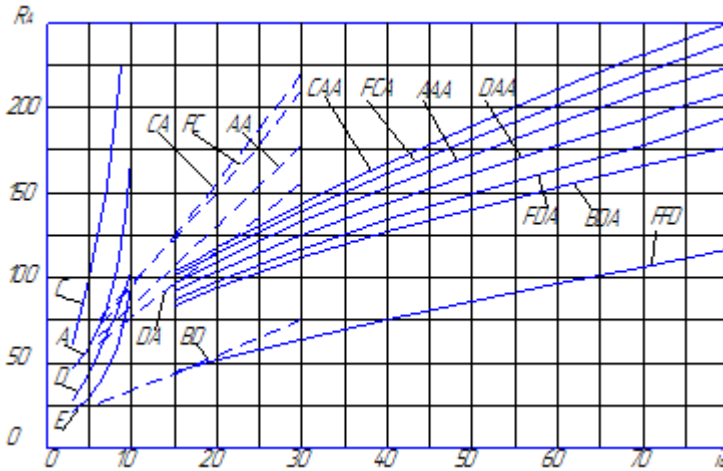


Рисунок 2 - Залежність критерію  $R_A$  від типу механізмів і передавального відношення  $i_o$

Встановлено, що в багаступінчатому приводі основну частину маси зубчастих передач складають механізми тихохідного ступеня, в той час як

основна частина моменту інерції зубчастого привода дорівнює моменту інерції швидкохідного ступеня. Момент інерції тихохідного або проміжного ступенів відносно вісі ведучої шестерні швидкохідного ступеня становить менше 10 % моменту інерції швидкохідного ступеня. Коефіцієнт роздвоєння передач  $k_g$  не впливає на величину загальної маси привода, тобто роздвоєння коліс знижує навантаження на одну пару зубчастих коліс, що призводить до зменшення їх габаритних розмірів, але загальна маса коліс залишається незмінною.

Із результатів розрахунків випливає, що мінімальні значення критеріїв оптимальності  $R_g$  і  $R_A$  забезпечуються при різних значеннях передаточних відносин ступенів, тому їх остаточний вибір повинен виконуватися методом експертної оцінки або за конструктивними ознаками. При відхиленні значень передаточних відношень ступенів від рекомендованих величин збільшуються обидва критерії оптимальності. При цьому слід мати на увазі, що при менших значеннях передавального відношення тихохідного ступеня критерій  $R_A$  збільшується приблизно на 6...12 %, у той час як зменшення передаточного відношення нижче рекомендованих значень призводить до збільшення критерію  $R_A$  більш ніж 20...27 %.

**У четвертому розділі** наведено результати теоретичних і експериментальних досліджень клинопасових передач кривошипних пресів.

Клинопасові передачі, як передачі тертям, характеризуються наявністю ковзання ременів щодо шківів, що призводить до втрати швидкості і зміни динамічного режиму роботи привода. Пружне і вдавнене ковзання ременів визначаються за відомими залежностями з теорії пасових передач. Аналітичний розрахунок тангенціального ковзання для передач із закріпленими валами неможливий внаслідок непридатності рівності Понселе.

На підставі гіпотези зміни потенційної енергії ремня при зміні переданого навантаження встановлено, що сумарне збільшення зусилля натягу ременів у передачі із закріпленими валами може бути визначено за математичним виразом

$$\Delta F_0 = k_f \frac{F_t^2}{2F_0}, \quad (16)$$

де  $F_t$  – окружна сила;  $F_0$  – сила початкового натягу ременів;  $k_f$  – параметр передачі, що характеризує ступінь збільшення сумарного зусилля при навантаженні

$$k_f = \frac{R_{\max} \alpha_{\max}}{L_p} \sin^2 \frac{2\pi - \alpha_{\max}}{2}. \quad (17)$$

Тут позначено:  $R_{\max}$  – максимальний радіус шківів;  $\alpha_{\max}$  – максимальний кут обхвату;  $L_p$  – розрахункова довжина ремня.

Приймаючи, що зміна окружного зусилля на дузі ковзання визначається рівнянням Ейлера, а сили натягу визначені з урахуванням правки (17), з аналізу умови рівноваги елемента клину на веденому шківі випливає, що ве-

личина тангенціального ковзання дорівнює

$$S_2 = 1 - \frac{1 - \frac{du/d\alpha}{R_2}}{R_2/R_{2н} \left( 1 - (F_1 - F_2)/E_p S_p \right)}, \quad (18)$$

де  $du$  – елементарне зміщення елемента перерізу ремня на веденому шківі;  $R_2$  і  $R_{2н}$  – поточне і початкове значення радіуса нейтрального шару на веденому шківі;  $F_1$  і  $F_2$  – натяг ведучої і веденої гілки ремня;  $E_p$  – модуль пружності ремня на розтяг;  $A_p$  – площа поперечного перерізу ремня.

Для перевірки прийнятої гіпотези проведені експериментальні дослідження клинопасових передач декількох пресів (однокривошипного листоштампувального пресу зусиллям 0,5 МН, ГKM – зусиллям 1,6 МН, КГШП – зусиллям 16 і 25 МН), які підтверджують прийнятність прийнятих допущень.

На рис. 3 наведена крива ковзання пасової передачі горизонтальнокувальної машини В111 номінальним зусиллям 1,6 МН. Із рис. 3 і результатів обчислювального експериментування приводів декількох десятків пресів установлено, що дійсна величина ковзання пасової передачі становить 2...4 %, що значно перевищує значення, рекомендоване в технічній літературі при розрахунку привода кривошипних пресів (1...2 %).

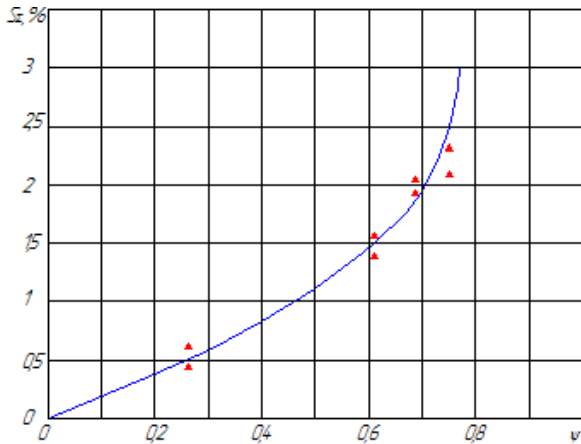


Рисунок 3 - Крива ковзання клинопасової передачі ГKM В111

Збільшене ковзання пасової передачі змінює динамічний режим роботи привода. Маховиковий привід преса проектується за умови, що ковзання двигуна  $S_\delta$  у момент найбільшого зниження швидкості маховика, тобто в момент закінчення робочого ходу не перевищує допустимого ковзання  $S_{дон}$ , величину якого рекомендується приймати не більше  $0,85 S_{кр}$ . Тут  $S_{кр}$  – критичне ковзання двигуна. Величина максимального ковзання маховика  $S_{max}$  визначається допустимим ковзанням двигуна ( $S_\delta = S_{дон}$ ) і максимальним ковзанням пасової передачі  $S_{pm}$ :

$$S_{\max} = S_{\partial} + S_{pM} \quad (19)$$

Кількість енергії маховика  $A_M$ , що використовується для виконання робочого ходу, є сталою для кожного преса при заданій типовій технологічній операції

$$A_M = \frac{J_M}{2} (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) = \frac{J_M \omega_s^2}{2} [(1 - S_{\min})^2 - (1 - S_{\max})^2] = \text{const}. \quad (20)$$

де  $J_M$  – момент інерції маховика;  $\omega_s$  – синхронна (теоретична) швидкість обертання маховика;  $S_{\min}$  – мінімальне ковзання маховика в кінці періоду відновлення його кутової швидкості ( $S_{\min} = 0,005 \dots 0,015$ ).

Із виразу (19) випливає, що для існуючих конструкцій пресів збільшене ковзання пасової передачі призводить до зменшення ковзання двигуна, що забезпечує поліпшення умов його роботи і підвищення довговічності. Для нового обладнання при збільшенні ковзання пасової передачі до  $S_{pM}$  і навантаженні двигуна, як і раніше, до ковзання  $S_{\partial}$ , значення мінімальної швидкості маховика  $\omega_{\min}$  збільшується і відповідно до умови (19) можливе зниження необхідного моменту інерції  $J_M$  маховика до величини (рис. 4,а)

$$J_{Mv} = J_{M0} \frac{\Delta S_0}{\Delta S_v}, \quad (21)$$

де  $J_{M0}$  і  $\Delta S_0$  – відповідно момент інерції маховика і показник ступеня зниження його енергії при розрахунковому ковзанні пасової передачі  $S_{p0} = 0,01$ ;  $J_{Mv}$  і  $\Delta S_v$  – відповідні параметри при фактичному ковзанні пасової передачі  $S_{pM} > S_{p0}$ .

Показником ступеня зниження енергії маховика  $\Delta S$  у період робочого ходу є вираз у дужках рівнянні (20)

$$\Delta S = (1 - S_{\min})^2 - (1 - S_{\max})^2. \quad (22)$$

Зменшення моменту інерції маховика призводить до пропорційного зменшення часу відновлення його швидкості. Якщо тривалість технологічної паузи між двома сусідніми ходами визначається тривалістю відновлення швидкості маховика після робочого ходу, то за рахунок його скорочення можливе збільшення продуктивності преса – коефіцієнту використання числа ходів преса  $p_i$  (рис. 4,б).

Практика експлуатації кривошипних пресів показує недостатню надійність і довговічність клинопасових передач.

Клинопасова передача розглянута як система, що складається з елементів, а її надійність визначається надійністю роботи окремих елементів, умовами функціонування передачі та умовами її відмови.

Передбачається, що інтенсивність відмов окремого елемента описана двохпараметричним законом розподілу Вейбулла

$$P(t) = e^{-\lambda t^\alpha}. \quad (23)$$



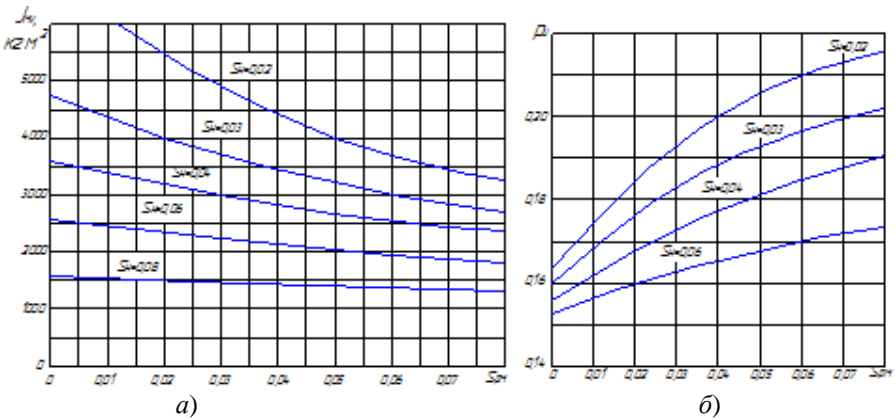


Рисунок 4 - Залежність моменту інерції маховика (а) і максимального значення коефіцієнта  $p_i$  (б) від величини максимального ковзання  $S_{pm}$  передачі КГШП зусиллям 25 МН

Коефіцієнт інтенсивності відмов  $\lambda$  і коефіцієнт старіння ременя  $\alpha$  визначаються статистичним аналізом частоти відмов діючих передач. Проведено статистичний аналіз надійності клинопасових передач 16 листоштампувальних і 10 гаряче штампувальних пресів в умовах діючого виробництва на трьох підприємствах. Визначено основні причини відмови ременів, і встановлені практичні значення коефіцієнтів функції розподілу. Для листоштампувальних пресів середнє значення коефіцієнта інтенсивності відмов  $\lambda$  становить  $2,94 \cdot 10^{-4}$  при довірчому інтервалі  $\pm 4,15 \cdot 10^{-5}$ . Для гарячештампувальних пресів коефіцієнт дорівнює  $3,22 \cdot 10^{-4}$  при довірчому інтервалі  $\pm 8,31 \cdot 10^{-5}$ . Середнє значення параметра старіння  $\alpha$  становить 1,015...1,05 для всіх типів пресів.

При відомих параметрах функції надійності довговічність одного ременя як елемента системи визначається за формулою

$$T_p = \frac{\Gamma(1+1/\lambda)}{\lambda^{1/\alpha}}, \quad (24)$$

де  $\Gamma(z)$  - гамма-функція, яка може бути визначена по таблицях або безпосередньо за виразом

$$\Gamma(z) = \int_0^{\infty} e^{-t} t^{z-1} dt.$$

Середній час роботи всієї передачі, яка містить  $n$  ременів, до першої відмови за умови, що всі ремені мають однакову надійність, становить

$$T_n = \frac{T_p}{n}. \quad (25)$$

Одним із методів підвищення довговічності пасових передач є так зване «гаряче резервування», суть якого полягає в тому, що в системі збільшу-

ється число ременів (елементів)  $n$ , і відмова системи відбувається при відмові  $r$ -го ремня (елемента). Середній ресурс усієї передачі до моменту відмови  $r$ -го ремня складає

$$T_{nr} = \frac{1}{n\lambda} + \frac{1}{(n-1)\lambda} + \dots + \frac{1}{r\lambda}, \quad (26)$$

При  $n$  і  $r$  більше 5–8 можна використовувати наближену залежність

$$T_{nr} \approx \frac{1}{\lambda} \ln \frac{n+0,5}{r-0,5}. \quad (27)$$

Кількість елементів  $n_r$ , необхідна для забезпечення заданої довговічності передачі  $T_z$ , так звана *кратність резервування*, при заданому числі решти елементів  $r$  і заданому параметрі закону розподілу визначається за формулою

$$n_r = (r-0,5)e^{T_z \cdot \lambda} - 0,5. \quad (28)$$

На мал. 5 показана залежність довговічності пасової передачі від кратності резервування для клинопасової передачі ГKM B111 з якого випливає, що додавання навіть одного ремня сприяє майже двократному збільшенню довговічності всієї передачі.

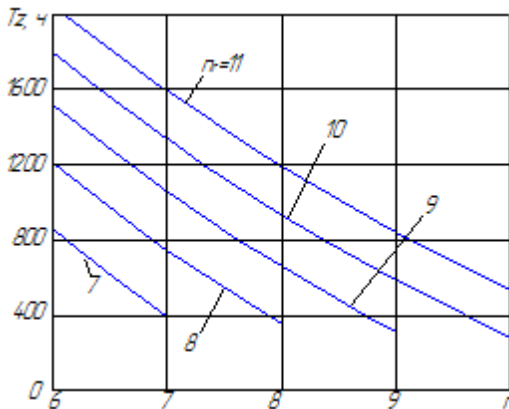


Рисунок 5 – Залежність ресурсу роботи передачі від кратності резервування

**У п'ятому розділі** виконано аналіз силового режиму навантаження повзунів і визначення умов їх стійкої рівноваги в період холостого і робочого ходу. Основну увагу приділено аналізу рівноваги повзуна в площині, перпендикулярній фронту преса. Рівновага повзуна в площині, паралельній фронту преса, в силу симетричності повзуна є більш простою задачею, та практично вирішена в роботах В.І. Власова, О.А. Ігнатова.

Розрахункова схема повзуна КГШП, показана на рис. 6, включає всі зовнішні силові фактори ( $P_d$  – зусилля деформації;  $G$  – вага повзуна;  $P_u$  – зусилля врівноважувача), умови з'єднання із шатуном і умови взаємодії з направляючими. Зусилля  $P_{AB}$ , що діє по лінії шатуна, вертикальна  $P_y$  і горизонтальна складові  $P_x$ , кути  $\beta$  і  $\gamma$  визначаються за відомими залежностями для кривошипно-повзунного дезаксильного механізму із радіусом кривошипа  $R$ , довжиною шатуна  $L$  і ексцентриситетом  $E$ .



цій в усіх контактних точках, граничні умови положення повзуна і реакцій.

Аналіз результатів реалізації математичної моделі показує неоднозначний характер взаємного положення повзуна відносно направляючих при зміні зусилля на повзун і величини його зміщення (рис. 7).

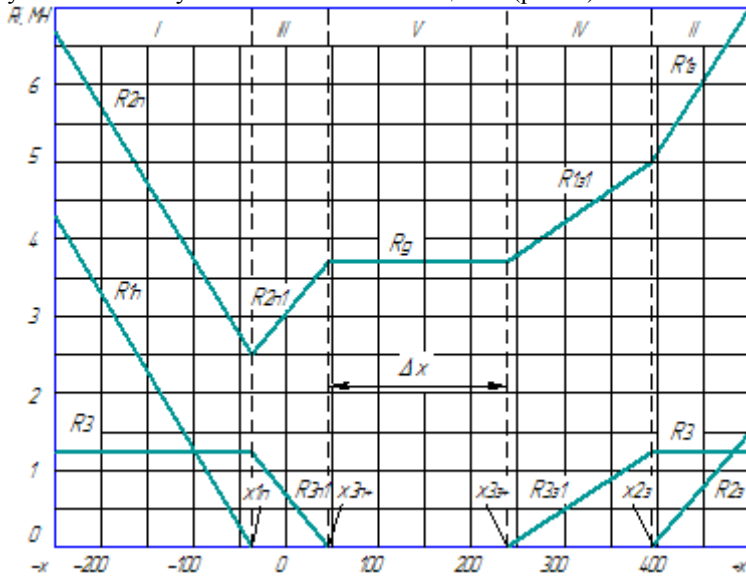


Рисунок 7 - Розподіл реакцій в направляючих повзуна КГШП зусиллям 25 МН при  $\beta+\gamma \geq 0$

У загальному випадку повзун може займати одне із п'яти можливих положень (рис. 8). При цьому тільки в одному з них він немає перекосу і притиснутий по всій площині до однієї з направляючих. Зона, в якій повзун зберігає вертикальне положення, має назву *зони стійкого положення*. Наведено залежності для визначення величини зони й її положення відносно центральної вісі. Встановлено, що істотний вплив на величину і положення зони надає ступінь дезаксиала механізму. Завжди існує деякий значення ступеня дезаксиала  $\varepsilon_0$  (критичний ступінь дезаксиала), за якого величина зони стійкого положення дорівнює нулю, а зусилля  $P_{AB}$  розташовується на вертикалі до кіл тертя. Величина  $\varepsilon_0$  визначається з рівняння  $\beta + \gamma = 0$ , розв'язанням якого є  $\varepsilon_0 = -\lambda \sin \alpha - \sin \gamma$ . З урахуванням того, що величина критичного ступеня дезаксиала  $\varepsilon_0$  близька до  $-0,025 \dots -0,05$ , у пресах для об'ємного штампування (КГШП, ГKM, преси-автомати) величину ступеня дезаксиала необхідно приймати не менше  $0,07 \dots 0,15$ , а для листоштампувальних пресів – не більше  $-0,1 \dots -0,05$ .

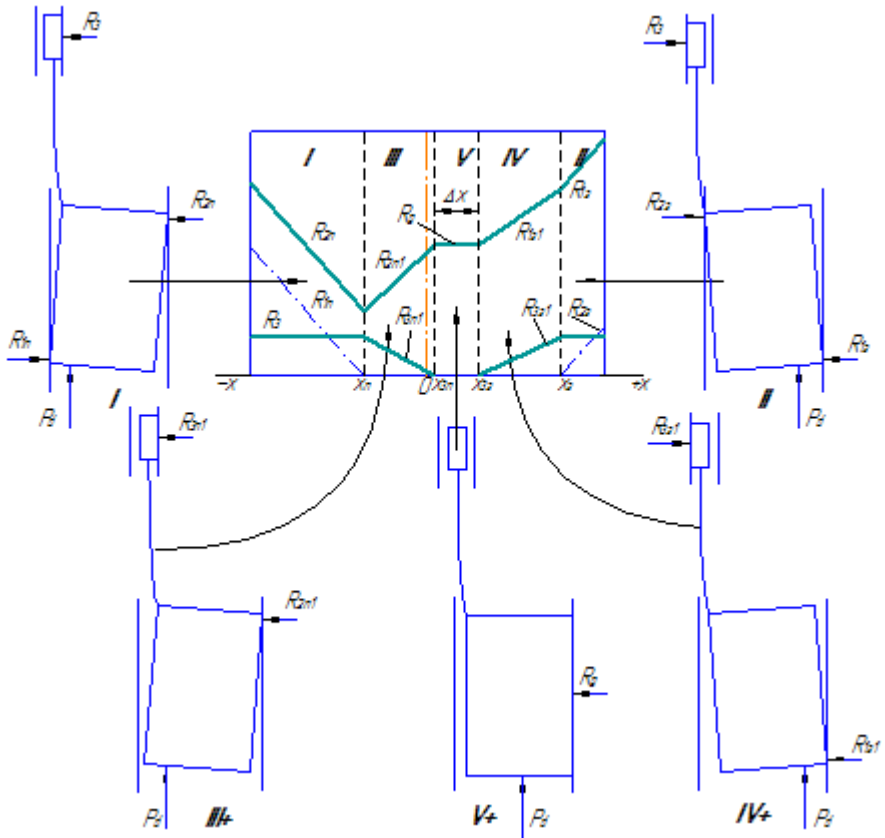


Рисунок 8 - Можливі положення повзуна КГШП при  $\beta + \gamma \geq 0$

З урахуванням розподілу контактних реакцій і можливих положень повзуна (рис. 8) діаграма допустимих зусиль у профільній площині має вигляд ламаних кривих, показаних на рис. 9.

Для аналізу і оцінки впливу пружних деформацій контактних площадок розроблена модель повзуна з пружними напрямними. Аналіз результатів розрахунків показує, що жорсткість контактних поверхонь практично не впливає на величину максимальної реакції в точках контакту, якою при позитивному дезаксіалі є реакції  $R_1$ . Збільшення жорсткості призводить до більш сприятливого перерозподілу двох других реакцій і зменшення горизонтальних деформацій контактних площадок, тобто горизонтального зміщення повзуна.

Для перевірки передумов, прийнятих при розробці математичної моделі, виконано експериментальне дослідження силового режиму роботи повзуна. Дослідження проведено на експериментальній фізичній моделі повзуна КГШП шляхом вимірювання і реєстрації величини реакцій у контактних точ-

ках при різних значеннях зусилля, що діє на повзун, і величини його зміщення. Результати експериментальних досліджень підтверджують допустимість прийнятих припущень і гіпотез. При довірчій ймовірності 0,95 довірчий інтервал випадкової похибки вимірювання максимальних значень реакцій становить не більше  $\pm 1,6...2$  Н. Експериментальний критерій адекватності (критерій Фішера) 0,4...0,6 менше теоретичного значення, що дорівнює 3,25.

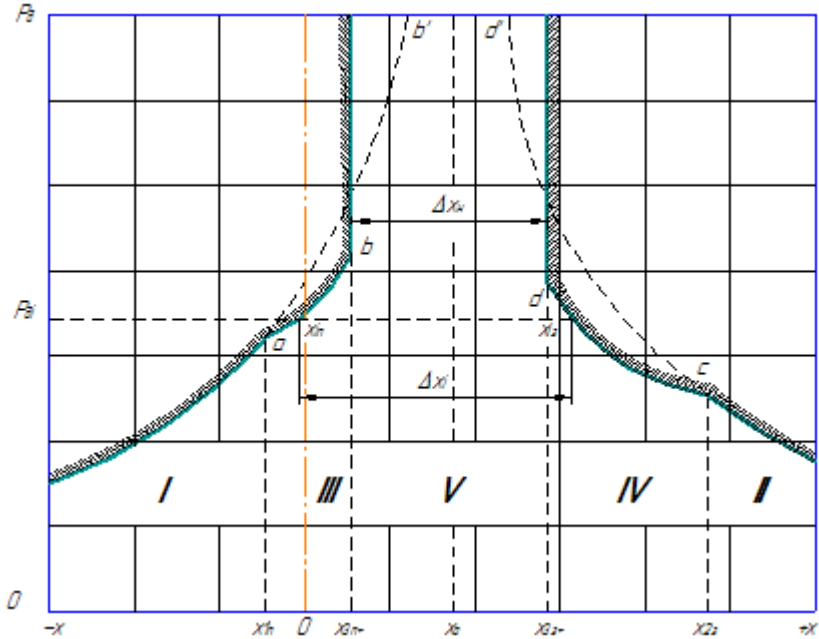


Рисунок 9 - Діаграма не центрального навантаження повзуна КГШП у профільній площині

**У шостому розділі** приведені методи синтезу виконавчих механізмів кривошипних пресів. Залежно від вимог, що висуваються з боку технологічного процесу, всі механізми розділені на три групи.

До першої групи механізмів відносять механізми універсальних пресів, призначених для виконання таких технологічних операцій, коли не накладається ніяких обмежень на характер зміни швидкості повзуна в період робочого ходу. Найчастіше використовується кривошипно-повзунний механізм, синтез якого здійснюється за методом положень, коли задається величина максимального переміщення повзуна. При використанні механізму в головному, або додатковому, виконавчому механізмі спеціалізованих пресів і пресів-автоматів в роботі приведені методи синтезу кривошипно-повзунного механізму за інших умов синтезу і кількома варіантами вихідних даних у різних поєднаннях (умов синтезу): за заданим коефіцієнтом шатуну  $\lambda$ ; ступеня дезаксиала  $\varepsilon$ ; максимальним кутом тиску  $\delta_{\max}$ ; кутом тиску на початку робочого

ходу  $\delta_p$  при заданому куті початку робочого ходу  $\alpha_p$ , або положенні повзуна на початку робочого ходу  $S_p$ ; коефіцієнтом середньої швидкості  $K_v$ .

Механізми другої групи використовуються як головні виконавчі механізми спеціалізованих пресів для глибокого витягування, холодного видавлювання, чистової вирубки. Основна вимога до таких механізмів полягає в забезпеченні зниженої та порівняно постійної швидкості повзуна в період робочого ходу. В сучасних пресах найбільш розповсюдженими є багатоланкові важільні механізми з обертальними кінематичними парами, розрахункові схеми яких наведені на рис. 10.

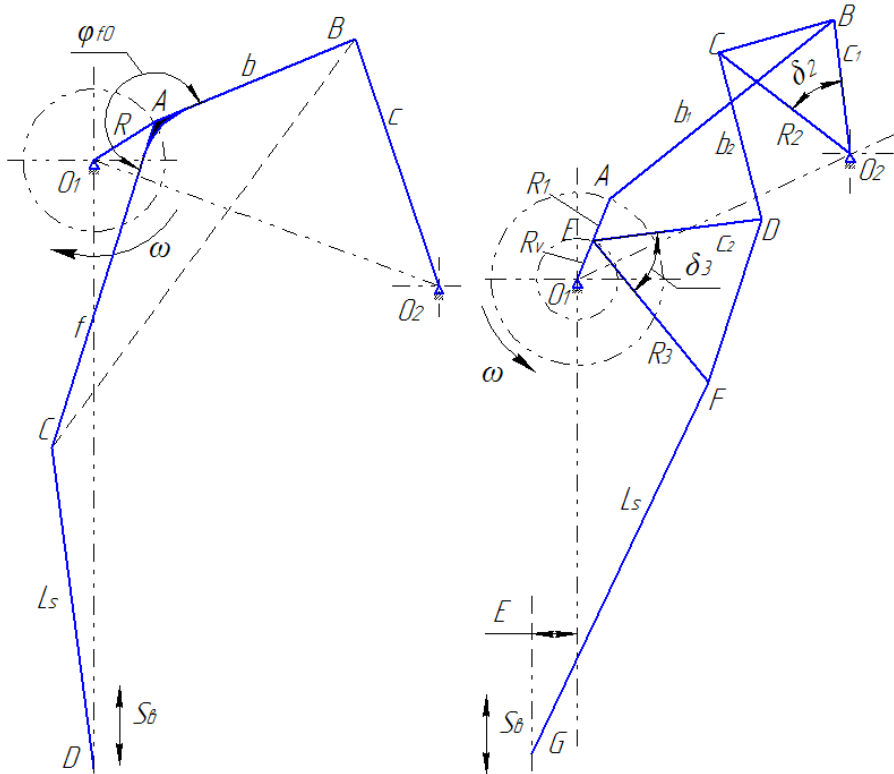


Рисунок 10 - Схеми виконавчих шестиланцюгового (а) і восьмиланцюгового (б) механізмів витяжних повзунів пресів

Структурний синтез механізмів другої групи виконано методом аналізу передбачуваної траєкторії переміщення повзуна за критеріями кількості точок перегинів шатунної кривої.

Параметричний синтез багатоланкових механізмів за наявності кількох обмежень проводиться методом умовної багатопараметричної нелінійної оптимізації.

Критерієм оптимальності механізму прийнято відношення площі  $I_{v2}$ ,

обмеженої графіком першої передавальної функції  $AV$  і віссю абсцис, до площі  $S_{vz}$  описаного прямокутника на ділянці робочого ходу  $\alpha_p = \alpha_{np} - \alpha_{кр}$ , назване коефіцієнтом заповнення  $K_{vz} = I_{vz}/S_{vz}$ . Площа  $I_{vz}$  визначається як інтегральна функція першої передавальної функції (рис. 11):

$$I_{vz} = \int_{\alpha_{ни}}^{\alpha_{ки}} AV(\alpha) \cdot d\alpha$$

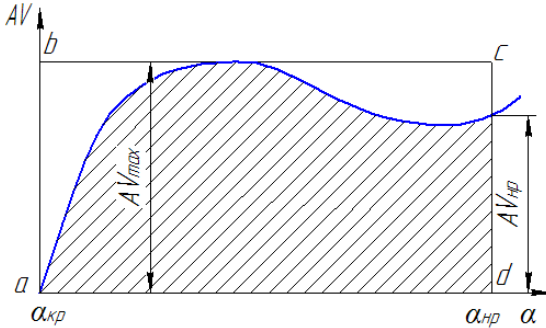


Рисунок 11 – Визначення цільової функції оптимізаційного синтезу механізму витяжного повзуна

Функція положення  $S$  і передавальні функції  $AV$  і  $AJ$  визначені методом замкнутого векторного багатокутника. Для шестиланцюгового механізму, показаного на рис. 10, а, перша передавальна функція має вигляд

$$AV = y'_{c0} + L_s \sin \beta \cdot \beta',$$

де  $x_{c0}$  і  $y_{c0}$  – координати точки  $C$ , які визначаються з параметричних рівнянь шатунної кривої;  $L_s$  – довжина шатуна;  $\beta$  – кут нахилу шатуна відносно вертикальної вісі.

Для розв'язання задачі мінімізації цільова функція надана у вигляді

$$F_z = 1 - K_{vz} \rightarrow \min. \quad (30)$$

Межі інтегрування визначаються умовами технологічного процесу. Так як процес деформації закінчується в крайньому нижньому положенні повзуна, то  $\alpha_{кр} = 0$ . Кут  $\alpha_{нр}$  відповідає початку процесу деформування і визначається з рівняння, що визначає величину робочого ходу повзуна  $S_p = S(\alpha_{нр}) = K_{sp} S_{max}$ .

Умови оптимізації мають вигляд

$$G_1 = \{x_{in} \leq x_i \leq x_{iv}\};$$

$$G_4 = \{AV_{max} \leq [AV] = K_{vmax} S_{max}\};$$

$$G_2 = \left\{ \begin{array}{l} (L_0 - R)^2 \geq b^2 + c^2 - 2bc \cdot \cos \gamma_0 \\ (L_0 + R)^2 \geq b^2 + c^2 + 2bc \cdot \cos \gamma_0 \\ x_{c0} \leq L_s \cos \gamma_0 \end{array} \right\};$$

$$G_5 = \{AV_{нр} \leq K_{внр} AV_{max}\};$$

$$G_3 = \left\{ \begin{array}{l} L_0 + R < b + c, \\ L_0 - R > |b - c|, \end{array} \right\};$$

$$G_6 = \{S_e(\alpha_{max}) = S_{max}\}.$$



Перша умова  $G_1$  накладає обмеження на лінійні розміри механізму  $x_i$ , якими є розміри, вказані на рисунках. Друга умова  $G_2$  визначає умови функціонування механізму за величиною максимального кута тиску  $\gamma_0$ . Третя умова  $G_3$  визначає умови існування першого чотирьохланцюгового механізму як кривошипно-коромислового механізму. Четверта умова  $G_4$  накладає обмеження на величину максимального значення першої передавальної функції  $AV_{\max}$  на ділянці робочого ходу. П'ята умова  $G_5$  накладає обмеження на величину значення першої передавальної функції на початку робочого ходу  $AV_{\text{пр}}$ . Шосте обмеження  $G_6$  визначає умову забезпечення заданого повного ходу повзуна  $S_{\max}$ .

Результати обчислювального експерименту показують, що існують два різновиди (підгрупи) шестиланцюгового механізму, які відрізняються граничними значеннями функції положення і першої передавальної функції на ділянці робочого ходу. Механізми першої підгрупи характеризуються тим, що необхідна закономірність зміни швидкості повзуна досягається при робочому ході повзуна приблизно в два рази більшим, ніж для механізмів другої підгрупи ( $K_{sp}$  становить 0,4...0,45 проти 0,22...0,25 для механізмів другої підгрупи). При цьому максимальне значення першої передавальної функції  $AV_{\max}$  ( $K_{v\max} = 0,35...0,42$ ) також майже в два рази перевищує значення  $AV_{\max}$  для механізмів другої підгрупи ( $K_{v\max} = 0,2...0,22$ ). Звідси випливає, що механізми першої підгрупи раціонально використовувати у витяжних пресах подвійної дії для глибокої витяжки при зменшеному числі ходів. Механізми другої підгрупи раціонально використовувати в універсальних листоштампувальних пресах, у тому числі і для неглибокого витягування. При цьому допустиме число ходів порівняно з механізмами першої підгрупи може бути збільшено майже в два рази.

Область допустимих рішень визначається сукупністю допустимих значень параметрів синтезу, до яких належать геометричні розміри механізму і коефіцієнти  $K_{sp}$ ,  $K_{v\max}$  і  $K_{v\text{пр}}$ , при виконанні всіх умов синтезу. Початкові значення параметрів синтезу рекомендується приймати за умовами:

$$R = S_{\max} \mu_R; \quad b = S_{\max} \mu_b; \quad c = S_{\max} \mu_c; \quad f = S_{\max} \mu_f;$$

$$L_s = S_{\max} \mu_{L_s}; \quad X_0 = S_{\max} \mu_{X_0}; \quad Y_0 = S_{\max} \mu_{Y_0},$$

де  $\mu_i$  – масштабні коефіцієнти

– для механізмів першої підгрупи

$$\mu_{Rv} = 0,27; \quad \mu_b = 0,8; \quad \mu_c = 1,0; \quad \mu_f = 1,33;$$

$$\mu_{X_0} = 1,4; \quad \mu_{Y_0} = -0,36; \quad \mu_{L_s} = 1,8.$$

– для механізмів другої підгрупи

$$\mu_{Rv} = 0,39; \quad \mu_b = 1,25; \quad \mu_c = 1,45; \quad \mu_f = 1,4;$$

$$\mu_{X_0} = 2,2; \quad \mu_{Y_0} = 0,14; \quad \mu_{L_s} = 2,7.$$

Рішення оптимізаційної задачі рекомендується виконувати шляхом послідовних ітераційних обчислень із поступовим уточненням базових ( $x_i$ ) і

граничних ( $x_{in}$  і  $x_{iv}$ ) значень параметрів синтезу з точністю до шостого знаку. Верхні і нижні відхилення параметрів ( $x_{in}$  і  $x_{iv}$ ) рекомендується приймати із конструктивних міркувань, але не більше  $\pm 10\%$  від базових значень.

На рис. 12 показаний приклад розв'язання задачі оптимізаційного синтезу шестиланцюгового механізму другої підгрупи кривошипного преса номінальним зусиллям 20 МН. Для порівняння штриховими лініями показані характеристики кривошипно-повзунного механізму з таким же максимальним ходом повзуна (позначені індексом "k").

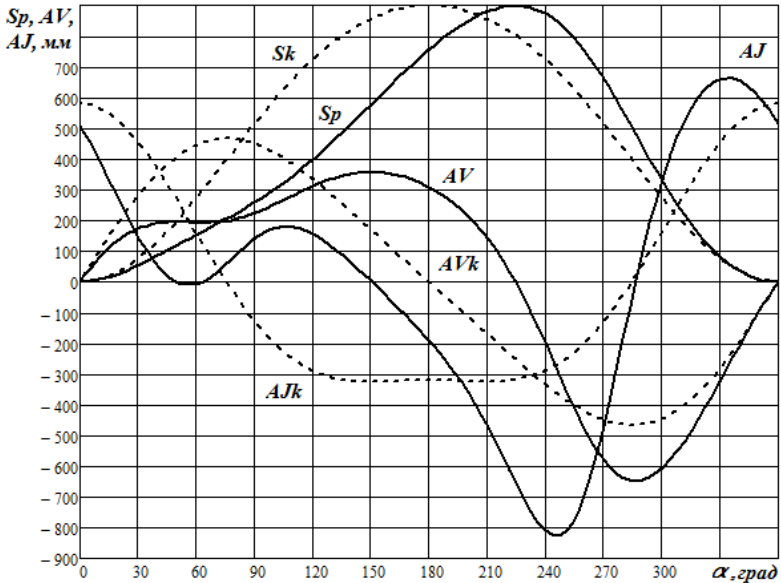


Рисунок 12 – Кінематичні характеристики шестиланцюгового механізму підгрупи II витяжного повзуна

Механізми третьої групи використовуються в додаткових виконавчих механізмах пресів для притиску або затиску заготовки і забезпечують тривалий вистій повзуна при повороті головного вала на кути  $\alpha_6 = 80...100^\circ$ . Після крайнього нижнього положення витяжного повзуна повинна забезпечуватися затримка притискного повзуна на кути  $\alpha_6 = 10...15^\circ$ , необхідного для виходу верхнього інструмента з готового виробу.

У сучасних пресах найбільше поширення знаходить восьми ланцюговий механізм, показаний на рис. 13. Структурний синтез механізмів виконується методом аналізу кількості та положень екстремумів функції положення  $S_n$ . При оптимальному виборі параметрів забезпечуються не менше восьми екстремальних положень функції  $S_n$ , які показані на рис. 14.

Цільовою функцією проектування механізму є забезпечення мінімального відхилення повзуна  $\Delta S$  на ділянці вистою (до 0,2–0,4 мм). У такому разі

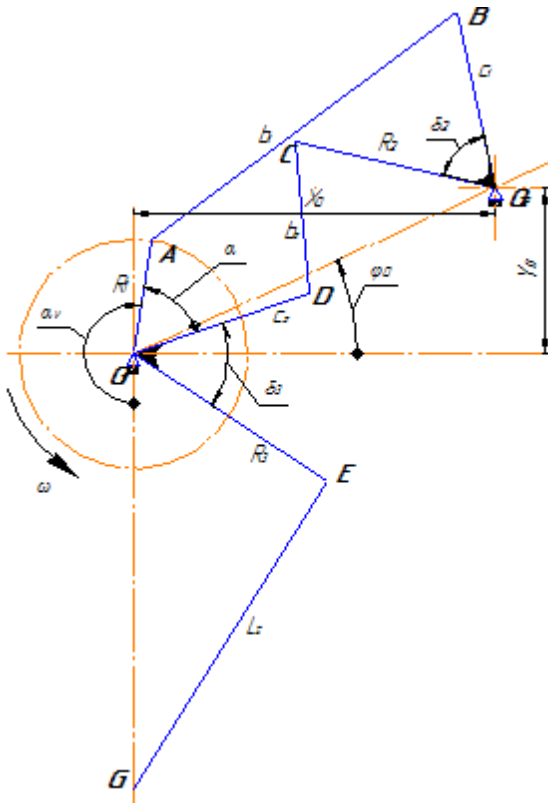


Рисунок 13 – Схема виконавчого механізму притиску витяжного преса

тривалість вистрою  $\alpha_6$  визначається діапазоном кута повороту головного валу між положеннями 1 і 9, що відповідає мінімуму значення  $\Delta S$ . В роботі наведено аналітичні залежності для визначення функції положення, першої та другої передатних функцій зазначеного механізму, а також всіх положень механізму в екстремальних точках («1», «2», ..., «10»).

Якщо зазадати, щоб всі екстремуми функції положення на ділянці притиску були мінімальними і, за можливості, близькими до деякого середнього значення, цільова функція буде становити середньоінтегральне відхилення величини  $\Delta S$  на ділянці притиску. Геометрично це означає мінімум площі, обме-

женої віссю абсцис і криво функції положення на ділянці притиску (заштрихована область на рис. 14). Тоді критерієм оптимальності буде функція

$$Fz = \int_{\alpha_n}^{\alpha_k} S_n(\alpha, x_1, x_2, \dots, x_{12}) d\alpha \rightarrow \min. \quad (31)$$

Межі інтегрування визначаються границями ділянки притиску, тобто  $\alpha_n = \alpha_1$ ,  $\alpha_k = \alpha_9$ . Розв'язання оптимізаційної задачі виконано методом спряжених градієнтів.

Умовами оптимізації є нерівності, що накладають обмеження:

– на лінійні розміри

$$Q_1 = \{x_{in} \leq x_i \leq x_{iv}\};$$

– визначають умови існування першого чотириохланцюгового механізму як кривошипно-коромислового механізму

$$Q_2 = \{R_1 + L_0 \leq b_1 + c_1\};$$

– умова забезпечення максимального переміщення повзуна

$$Q_3 = \{S_{\max n} \leq S_{\max} \leq S_{\max v}\}$$

– умови, що визначають значення кутів вистою  $\alpha_e$  і кута затримки  $\alpha_c$

$$Q_4 = \{\alpha_{ev} > \alpha_9 - \alpha_1 \geq \alpha_{en}\}; \quad Q_5 = \{\alpha_{cv} > \alpha_9 - \alpha_c > \alpha_{cn}\}.$$

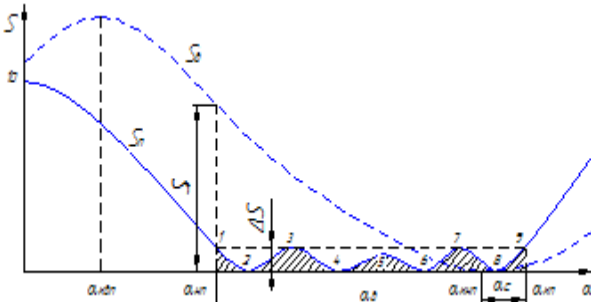


Рисунок 14 – Графіки руху повзунів витяжного пресу

При задоволенні всіх умов синтезу, рішення задачі завжди сходиться до кінцевого результату. Задача немає розв'язку, якщо не виконується одна з умов, або якщо величина кута вистою  $\alpha_e$  перевищує значення 125...130°. Головний результат оптимізації полягає в

тому, що забезпечується можливість параметричного синтезу механізму при широкій варіації умов синтезу. При цьому задоволення головної умови синтезу – мінімізація величини відхилення повзуна на ділянці притиску – забезпечує зменшення граничного відхилення більш ніж у 10 разів.

На рис. 15 показаний фрагмент графіків руху притискного повзуна для преса К7538 номінальним зусиллям 6,3 МН (крива  $S_{н0}$ ) і для преса з оптимальними параметрами (крива  $S_0$ ). Для розглянутого прикладу максимальна величина відхилення повзуна на куті  $\alpha_e = 115^\circ$  при оптимальному варіанті параметрів дорівнює 0,041 мм, тобто відносно реального пресу зменшилася приблизно в 10 разів. Величина відхилення  $\Delta S$  ще більше зменшується, якщо послаблюються умови синтезу, наприклад, при менших значеннях кута вистою  $\alpha_e$  або кута  $\alpha_c$ .

**У сьомому розділі** надано опис розробленої системи автоматизованого розрахунку кривошипних гарячештампувальних пресів.

Мета створення системи полягає в практичній реалізації у вигляді програмного продукту методу автоматизованого розрахунку кривошипних пресів на прикладі КГШП. Система побудована за модульним принципом із можливістю модифікації або включення нових проектних процедур.

Формалізація проектних операцій забезпечується математичним й інформаційним забезпеченням, які ґрунтуються на базових розрахункових залежностях та аналітичним поданням констант і табличних даних у вигляді функціоналів від номінального зусилля або ходу повзуна. При розрахунку двох систем використано метод непрямої оптимізації параметрів вузлів за критеріями мінімуму сумарної маси. Діалоговий режим роботи із системою

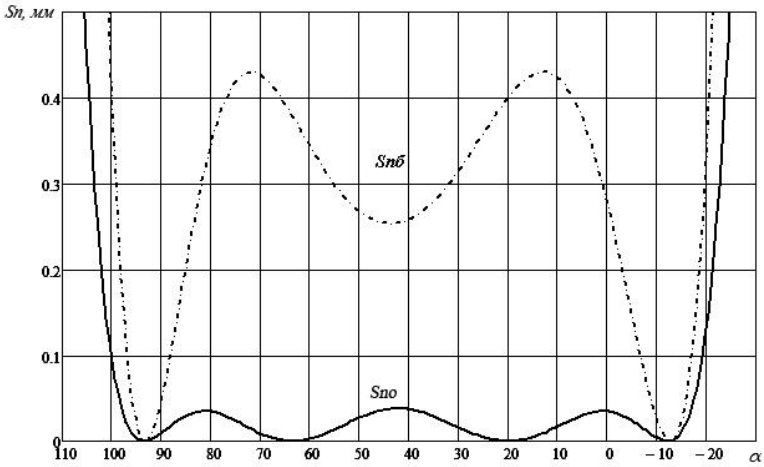


Рисунок 15 – Функція положення притисного повзуна

дає можливість оперативного контролю і зміни вихідних і проміжних результатів розрахунку. Розроблена система автоматизованого розрахунку КГШП забезпечує якісне виконання загальних розрахунків пресів і розрахунків їх основних підсистем.

## ВИСНОВКИ

У дисертації наведено теоретичне узагальнення та розвиток теоретичних основ актуальної науково-прикладної проблеми, що полягає в розвитку теоретичних основ розрахунку та проектування кривошипних пресів за результатами комплексних теоретичних і експериментальних досліджень, розвиток теорії розрахунку систем кривошипних пресів на основі використання методів оптимізації, які забезпечують підвищення їх технічного рівня й ефективності і надійності.

1. Аналіз літературних джерел показав, що методи розрахунку вітчизняного ковальсько-пресового обладнання не повною мірою відповідають сучасним вимогам за металомісткості, економічності експлуатації і надійності. Існуючі методи розрахунку основних вузлів і систем кривошипних пресів, що базуються на методах спрощеного статичного розрахунку потребують уточнення розрахункових математичних моделей для більш повного обліку зовнішніх і внутрішніх чинників, що визначають працездатність систем і вузлів. Установлено, що одним з ефективних методів, що забезпечують досягнення найбільшої ефективності проектування, виготовлення і експлуатації систем пресів, є метод визначення оптимального варіанту параметрів системи шляхом розв'язання задачі умовної багатопараметричної нелінійної оптимізації.

2. Розроблена та розв'язана оптимізаційна задача оптимального розподілу передавального відношення зубчастого привода кривошипних пресів за умовою мінімуму загальної ваги приводу і мінімуму роботи включення фрикційної муфти, що дозволяє виконувати порівняльну оцінку різних варіантів комбінування структури приводу на початковій стадії проектування преса. Визначено критерії оптимальності та умови функціонування одно-, дво- і трьохступінчастих зубчастих передач. Визначено граничні значення передаточних відношень ступенів, за яких доцільно використовувати привід з іншим числом ступенів. Встановлено, що вибір оптимального варіанту передавальних відносин зубчастих передач забезпечує зниження їх металомісткості не менш ніж на 15 % і зниження витрати енергії на включення муфти – не менш ніж на 12 % порівняно з традиційними методами проектування привода.

3. Для клинопасових передач кривошипних пресів як передач з закріпленими валами отримав подальший розвиток метод теоретичного визначення величини ковзання ременів. Використання енергетичної теорії деформації паса на шківих дозволило отримати аналітичні залежності для визначення всіх складових величини ковзання клинових ременів. Практичні значення середнього і максимального ковзання пасових передач діючих кривошипних пресів значно перевищують значення, вказані в технічній літературі для розрахунку приводу пресів. Величина середнього ковзання клинопасових передач становить не менше 2...4 %.

4. Ковзання клинопасової передачі механічних пресів у період робочого ходу впливає на динаміку приводу і величину енергії маховика, що використовується для виконання технологічної роботи. Встановлено, що при реальному значенні максимального ковзання ремінної передачі механічного преса може бути забезпечено зниження необхідного моменту інерції маховика більш ніж на 15...20 %, що, в свою чергу, дає можливість збільшити на 10...15 % коефіцієнт використання числа ходів. При розрахунку необхідного моменту інерції маховика величину ковзання пасової передачі слід приймати не менше 2,0...2,5 %.

5. На основі положень теорії надійності розроблено метод розрахунку довговічності клинових ременів кривошипних пресів. Установлені теоретичні та експериментальні показники, що визначають довговічність одного ременя, в залежності від характеру і частоту відмов передач. Залежно від характеру відмов передачі визначені аналітичні залежності для розрахунку довговічності всієї передачі. Показано, що ефективним напрямом підвищення надійності клинопасових передач є використання навантаженого резервування, яке забезпечує збільшення ресурсу роботи передачі.

6. Розроблено розрахункові математичні моделі для визначення реакцій в направляючих повзуна однокривошипних пресів, які враховують усі силові та конструктивні параметри кривошипно-повзунного механізму і особливості технологічного процесу. Для повзунів із додатковими направляючими наведені залежності для розрахунку максимального прогину хобота при

реальному розподілі зазорів у напрямних і лінійному розподілі моменту інерції по довжині хобота, що ґрунтуються на розв'язанні рівняння зігнутої лінії.

7. Запропоновані залежності для визначення положення повзуна перед початком технологічного навантаження з урахуванням положення центру тяжіння повзуна і розташування кріплення врівноважувача. Для забезпечення найбільшої стійкості повзуна налагодження штампів запропоновано здійснювати в положенні, близькому до того, яке займає повзун у період робочого навантаження.

8. Запропоновано метод розрахунку розмірів зони стійкого положення повзуна, в якій забезпечується точне переміщення верхньої частини інструменту відносно нижньої. Встановлено залежності для визначення положення повзуна перед початком технологічного навантаження з урахуванням положення центру тяжіння повзуна і розташування кріплення врівноважувача. Зона стійкого положення повзуна зміщена в напрямку обертання головного вала, тому при проектуванні технологічного оснащення необхідно забезпечувати відповідне зміщення рівнодіючої технологічного зусилля.

9. Приведений уточнений метод розрахунку діаграми позацентрального навантаження повзуна кривошипних пресів із додатковими напрямними при зміщенні технологічного зусилля в двох взаємно перпендикулярних напрямках. З метою збільшення стійкості повзуна і ширини зони номінальних зусиль виконавчий механізм кривошипних пресів для гарячого штампування запропоновано виконувати з позитивним дезаксіалом, що дорівнює 0,07–0,15. Штампувальні переходи, особливо останній, необхідно змістити в профільній площині за напрямом дезаксіала до центру зони стійкого положення.

10. Розроблена концепція структурного та параметричного синтезу багатоланкових виконавчих механізмів спеціалізованих пресів. Визначено основні критерії та умови параметричного синтезу, поставлена і вирішена задача багатопараметричної умовної оптимізації для визначення оптимального варіанта параметрів виконавчих механізмів спеціалізованих пресів, що забезпечують найкраще задоволення технологічних вимог. Розроблені математичні моделі та відповідне програмне забезпечення дають можливість щодо визначення оптимального варіанта параметрів механізму за розробленим критерієм оптимальності та повною мірою відповідають вимогам технологічного процесу.

11. Розроблена система автоматизованого розрахунку КГШП, яка забезпечує якісне виконання загальних розрахунків пресів і розрахунків основних його підсистем. Система може служити основою для подальшого вдосконалення методів розрахунків пресів і створення комплексних систем автоматизованого розрахунку і проектування. Прийнятий метод проектування «зверху–вниз» забезпечує визначення основних параметрів преса та його вузлів за найменшої кількості початкових даних. Діалоговий процес розрахунку створює умови для внесення змін у вихідні дані, обумовлених особливостями конструкції преса, передбачуваними умовами функціонування.

12. Наукові результати використані в методах розрахунків, програмних продуктах і практичних рекомендаціях, які впроваджені на низці машинобудівних підприємств країни: ТОВ «Виробничо-комерційна фірма «Імпекс» (м. Запоріжжя), АТ «Мотор-Січ» (м. Запоріжжя), ТОВ «Авто-Електромаш» (м. Херсон), ВАТ ТКШЗ (м. Токмак), ЧКШЗ (м. Чернігів). Очікуєий економічний ефект від впровадження результатів досліджень в умовах ТОВ «Виробничо-комерційна фірма «Імпекс» становить 1 млн. 625 тисяч грн. Результати роботи знайшли застосування у навчальному процесі при читанні лекцій та дипломному проектуванні, а також у науковій роботі на кафедрі обробки металів тиском і зварювання СНУ ім. В. Даля і кафедрі обробки металів тиском ЗНТУ.

### СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Явтушенко А.В. Зубчатый привод кривошипных прессов. Структура и оптимизация / А.В. Явтушенко. – Saarbrücken: LAP Lambert Academic Publishing, 2012. – 67 с.

2. Явтушенко А.В. Клиноременные передачи механических прессов / А.В. Явтушенко. – Saarbrücken: LAP Lambert Academic Publishing, 2013. – 127 с.

3. Явтушенко А.В. Совершенствование систем включения кривошипных кузнечно-прессовых машин / А.В. Явтушенко, А.В. Руденко, В.А. Рыбинок. – Киев: Знання, 1980. – 24 с.

4. Явтушенко А.В. Аналитическая кинематика прижимных механизмов механических прессов / А.В. Явтушенко // Вісник СевНТУ: збір. наук. праць. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь: вид-во СевНТУ, 2014. – Випуск 148/2014. – С. 161–167.

5. Явтушенко А.В. Влияние скольжения клиноременной передачи на динамику переходных процессов привода механического пресса / А.В. Явтушенко // Обработка материалов давлением: сбор. научн. трудов. – Краматорск: ДГМА, 2013. – № 3 (36). – С. 219–223.

6. Явтушенко А.В. Диаграмма внецентренного нагружения ползунов кривошипных прессов с дополнительными направляющими / А.В. Явтушенко // Обработка материалов давлением: сбор. научн. трудов. – Краматорск: ДГМА, 2013. – № 2 (35). – С. 254–260.

7. Явтушенко А.В. Задачи и методы синтеза исполнительных механизмов механических прессов / А.В. Явтушенко // Обработка материалов давлением: сбор. научн. трудов. – Краматорск: ДГМА, 2014. – № 1 (38). – С. 245–250.

8. Явтушенко А.В. К расчету ползунов однокривошипных прессов с дополнительными направляющими / А.В. Явтушенко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. В 2-х ч. Част. 1. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2012. – № 13 (184). – С. 42–51.

9. Явтушенко А.В. Оптимизационный параметрический синтез исполнительного механизма вытяжного пресса / А.В. Явтушенко // Збірник наукових



праць. Серія галузеве машинобудування, будівництво. – Вип. 2 (41). – Полтава: ПолтНТУ, 2014. – С. 95–101.

10. Явтушенко А.В. Оптимизация зубчатого привода кривошипных прессов по массе / А.В. Явтушенко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 2/7 (56). – С. 8–14.

11. Явтушенко А.В. Повышение надежности клиноременных передач механических прессов путем нагруженного резервирования / А.В. Явтушенко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: збір. наук. праць. Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 56 (1029). – С. 3–7.

12. Явтушенко А.В. Расчет скольжения клиноременной передачи механического пресса / А.В. Явтушенко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: збір. наук. праць. Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 42 (1015). – С. 224–235.

13. Явтушенко А.В. Расчетная схема ползуна однокривошипного пресса / А.В. Явтушенко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. В 2-х ч. Част. 1. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2012. – № 13 (184). – С. 34–42.

14. Явтушенко А.В. Силовые условия устойчивости ползуна кривошипного пресса с дополнительными направляющими / А.В. Явтушенко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: збір. наук. праць. Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – № 66 (972). – С. 3–10.

15. Явтушенко А.В. Силовые условия устойчивости ползуна однокривошипного пресса / А.В. Явтушенко // Вісник СевНТУ: збір. наук. праць. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь: Вид-во СевНТУ, 2012. – Випуск 133/2012. – С. 260–268.

16. Явтушенко О.В. Структурный синтез зубчатых передач кривошипных прессов / О.В. Явтушенко // Обработка материалов давлением: сбор. научн. трудов. – Краматорск: ДГМА, 2013. – № 4 (37). – С. 221–226.

17. Явтушенко А.В. Структурный синтез прижимных механизмов механических прессов / А.В. Явтушенко // Обработка материалов давлением: сбор. научн. трудов. – Краматорск: ДГМА, 2014. – № 2 (39). – С. 234–240.

18. Абдулганиев М.А. Энергетика рабочего хода горизонтально-ковочной машины / М.А. Абдулганиев, Р.И. Рей, А.В. Явтушенко // Обработка материалов давлением: сбор. научн. трудов. – Краматорск: ДГМА, 2013. – № 1 (34). – С. 251–255.

19. Глебенко А.В. Основы синтеза зубчато-рычажных механизмов специализированных прессов / А.В. Глебенко, А.В. Явтушенко, Т.А. Васильченко // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ, 2007. – Вип. 1/2007 (42). – С. 61–65.

20. Живов Л.И. О работе ленточных тормозов ГКМ / Л.И. Живов, А.В. Явтушенко // Кузнечно-штамповочное производство. – 1978. – № 1. – С. 11–

12.

21. Серета Б.П. Оптимизация параметров планетарного привода кузнечно-прессовых машин / Б.П. Серета, А.В. Явтушенко, Т.А. Васильченко, А.В. Глебенко // Совершенствование процессов и оборудования обработки металлов давлением в металлургии и машиностроении: сбор. научн. трудов. – Краматорск: ДГМА, 2009. – № 1 (20). – С. 306–311.

22. Явтушенко А.В. Аналитическая кинематика шестизвенного механизма вытяжного преса / А.В. Явтушенко, А.В. Явтушенко, Т.А.Васильченко // Збірник наукових праць. Серія галузеве машинобудування, будівництво. – Вип. 2 (41). – Полтава: ПолтНТУ, 2014. – С. 89–94.

23. Явтушенко А.В. Влияние скольжения клиноременной передачи на параметры маховика механического преса / А.В. Явтушенко, А. Я. Мовшович // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – 2014. – № 4. – С. 32–36.

24. Явтушенко А.В. Динамическая модель планетарного привода кривошипных пресов / А.В. Явтушенко, А.В. Глебенко, Т.А. Васильченко, С.С. Видмич // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ, – 2009. – Вип. 6/2009 (59), част. 1. – С. 44–48.

25. Явтушенко А.В. Зубчато-рычажные исполнительные механизмы специализированных кривошипных пресов / А.В. Явтушенко, А.В. Глебенко, Т.А. Васильченко // Совершенствование процессов и оборудования обработки металлов давлением в металлургии и машиностроении: темат. сбор. научн. трудов. – Краматорск: ДГМА, 2006. – С. 436–441.

26. Явтушенко А.В. Кинематические характеристики дезаксиального кривошипно-ползунного механизма / А.В. Явтушенко, А.В. Глебенко, О.А. Калантаева, А.С. Проскурня // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ, 2009. – Вип. 6/2009 (59), част. 2. – С. 94–99.

27. Явтушенко А.В. Кинематические характеристики исполнительных механизмов кривошипных пресов / А.В. Явтушенко, А.В. Глебенко, Т.А. Васильченко // Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки металів тиском в машинобудуванні: збір. наук. статей. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2005. – С. 128–133.

28. Явтушенко А.В. Кинематический анализ зубчато-рычажного главного исполнительного механизма специализированных кривошипных пресов / А.В. Явтушенко, А.В. Глебенко, Т.А. Васильченко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. В 2-х ч. Част. 1. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. – № 6 (100). – С. 35–44.

29. Явтушенко А.В. Математическая модель планетарного привода кривошипных пресов / А.В. Явтушенко, Б.П. Серета, Т.А. Васильченко, А.В. Глебенко // Вісник Національного технічного університету України «КПІ». Серія «Машинобудування». – Київ, 2010. – Вип. 60. – С. 200–203.

30. Явтушенко А.В. Надежность клиноременных передач механических

прессов / А.В. Явтушенко, Р.И. Рей / Збір. наук. праць. Серія: галузеве машинобудування, будівництво. – Вип. 2 (37). – Полтава: ПолтНТУ, 2013. – С. 88–94.

31. Явтушенко А.В. Определение зоны устойчивого положения ползуна однокривошипного пресса / А.В. Явтушенко, А.В. Глебенко, Т.Г. Губенко, С.С. Видмич, В.В. Костин // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ, 2011. – Вип. 4/2011 (69), част. 1. – С. 67–70.

32. Явтушенко А.В. Определение работы включения кривошипных прессов с планетарным приводом / А.В. Явтушенко, Б.П. Серета, Т.А. Васильченко, А.В. Глебенко // Вісник національного технічного університету України «КПІ». Серія машинобудування. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – № 62. – С. 134–136.

33. Явтушенко А.В. Оптимальная разбивка передаточного отношения безмуфтового планетарного привода кузнечно-прессовых машин / А.В. Явтушенко, А.В. Руденко // Известия вузов. Машиностроение. – 1981. – № 1. – С. 24–28.

34. Явтушенко А.В. Оптимизация длины шатуна зубчато-рычажного главного исполнительного механизма кривошипных прессов / А.В. Явтушенко, А.В. Глебенко, Т.О. Васильченко // Совершенствование процессов и оборудования обработки металлов давлением в металлургии и машиностроении: темат. сбор. научн. трудов. –Краматорск: ДГМА, 2007. – С. 306–311.

35. Явтушенко А.В. Планетарные механизмы в приводе кривошипных прессов / А.В. Явтушенко, В.В. Широкобоков, А.В. Глебенко // Совершенствование процессов и оборудования обработки металлов давлением в металлургии и машиностроении: темат. сбор. науч. трудов. – Краматорск: ДГМА, 2004. – С. 19–24.

36. Явтушенко А.В. Повышение надежности клиноременных передач механических прессов / А.В. Явтушенко, А.В. Явтушенко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 5/7 (65). – С. 59–62.

37. Явтушенко А.В. Расчет параметров включения и останковки планетарного привода кузнечно-прессовых машин / А.В. Явтушенко, В.И. Дубина, А.В. Руденко, Е.А. Савинов // Вестник машиностроения. – 1982. – № 5. – С. 36–38.

38. Явтушенко А.В. Система автоматизированного проектирования технологических процессов горячей объемной штамповки / А.В. Явтушенко, В.В. Широкобоков, А.В. Глебенко // Сучасні проблеми металургії: наукові вісті.– Дніпропетровськ: „Системні технології”, 2005. – Т. 8. Пластична деформація металів. – С. 536–541.

39. Явтушенко А.В. Температурный и силовой режим горячей объемной штамповки на КГШП / А.В. Явтушенко, А.В. Явтушенко, И.Г. Красницкая // Обработка материалов давлением: сбор. научн. трудов. – Краматорск: ДГМА, 2012. – № 2 (31). – С. 125–131.

40. Явтушенко А.В. Усовершенствование систем включения кузнечно-

прессового оборудования / А.В. Явтушенко, В.В. Широкобоков, А.В. Глебенко // Совершенствование процессов и оборудования обработки металлов давлением в металлургии и машиностроении: тем. сбор. научн. трудов. – Краматорск: ДГМА, 2004. – С. 49–52.

41. Sereda V. Approximate calculation of the basic parameters of energetic processes starting and stopping planetary drive / V. Sereda, A. Yavtoushenko, T. Vasilchenko, O. Kalantaeva // Вісник Національного технічного університету України «ХПІ». Серія «Новые решения в современных технологиях». – 2010. – Вып. 43. – С. 22–27.

42. Явтушенко А.В. Аналитический расчет кинематических характеристик механизма прижима вытяжного прессы двойного действия / А.В. Явтушенко // Современная техника и технологии. – Июль 2014. – № 7 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://technology.snauka.ru/2014/07/4164> (Дата обращения 06.07.2014).

43. Явтушенко А.В. Расчет долговечности клиноременных передач механических прессов / А.В. Явтушенко // Современная техника и технологии. – Сентябрь 2013. – № 9 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://technology.snauka.ru/2013/09/2322> (Дата обращения 11.09.2013).

44. Явтушенко А.В. Кинематика многозвенного прижимного механизма механических прессов / А.В. Явтушенко, А.В. Явтушенко, Т.А. Васильченко // Современная техника и технологии. – Март 2014. – № 3 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://technology.snauka.ru/2014/03/3324> (Дата обращения 17.03.2014).

45. Явтушенко А.В. Кинематические характеристики дезаксиального кривошипно-ползунного механизма кривошипных прессов / А.В. Явтушенко, А.В. Явтушенко, О.А. Калантаева // Современная техника и технологии. – Июнь 2014. – № 6 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://technology.snauka.ru/2014/06/3806> (Дата обращения 02.06.2014).

46. Явтушенко А.В. Методы синтеза кривошипно-ползунного механизма кривошипных прессов / А.В. Явтушенко // Современная техника и технологии. 2015, – № 3 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://technology.snauka.ru/2015/03/6334> (Дата обращения 08.04.2015).

47. Пат. на корисну модель 33783 МПК В30В 1/26. Кривошипний прес / Явтушенко О.В., Глебенко А.В., Васильченко Т.О. – Заявник і власник патенту Запорізький національний технічний університет. – № U 200803053; заявл. 11.03.2008; опубл. 10.07.2008, Бюл. № 13.

48. Пат. на корисну модель 68023 МПК В30В 15/14 Система вмикання кривошипних пресів / Середя Б.П., Явтушенко О.В., Васильченко Т.О., Глебенко А.В. Заявник і власник патенту Запорізька державна інженерна академія. – № U20111575; заявл. 01.09.2011; опубл. 12.03.2012, Бюл. № 5.

49. Кравчун С.И. Автоматизация процесса штамповки крупногабаритных автомобильных деталей / С.И. Кравчун, А.В. Явтушенко, Н.А. Потип // Тезисы науч.-техн. конференции «Инженерные проблемы автоматизации и улучшения условий труда в кузнечно-штамповочном производстве», 20–23

сентября 1984 г. – Москва. 1984. – С. 19–20.

50. Явтушенко А.В. Кинематический анализ исполнительного восьми-звенного механизма вытяжного прессы / А.В. Явтушенко // Материалы Международной науч.-практ. конференции «Перспективы мировой науки – 2014», 30 июля–07 августа 2014 г., Великобритания. Т. 9. Математика. Физика. Новейшие информационные технологии. Технические науки. Конструирование и архитектура. – Sheffield: Science and education LTD, 2014. – С. 44–55.

51. Явтушенко А.В. Кинематический анализ исполнительного шести-звенного механизма вытяжного прессы / А.В. Явтушенко // Материалы Международной науч.-практ. конференции «Прикладные научные разработки – 2014», 27 июля–05 августа 2014 г., Чехия. Т. 19. Технические науки. – Praha: Education and Science, 2014. – С. 3–12.

52. Явтушенко А.В. Методы и условия синтеза исполнительных механизмов механических прессов / А.В. Явтушенко // Материалы 10-й Международной науч.-практ. конференции «Новейшие научные достижения». – Т. 32. Технологии. – София: «Бял ГРАД-БГ» ООД, 2014. – С. 35–37.

53. Явтушенко А.В. Оптимизационный параметрический синтез прижимного механизма вытяжного прессы / А.В. Явтушенко // Материалы X Международной науч.-практ. конференции «Наука: теория и практика – 2014», 7–15 августа 2014 г., Польша. Т. 7. Технические науки. Математика. Физика. Новейшие информационные технологии. – Przemysł: Nauka i studia, 2014. – С. 3–11.

54. Явтушенко А.В. Условия синтеза исполнительных механизмов механических прессов / А.В. Явтушенко // Международная научно-техническая конференция «Университетская наука – 2014»: сбор. тезисов докладов. В 4-х томах. Т. 1. Металлургический факультет. – Мариуполь: ПГТУ, 2014. – С. 149–150.

55. Явтушенко А.В. Оптимизация параметров планетарного привода кузнечно-прессовых машин / А.В. Явтушенко, М.А. Герасько // Тезисы Всесоюзного науч.-техн. семинара «Совершенствование кузнечных машин ударного действия», 20–22 октября 1985 г. – Ворошиловград, 1985. – С. 104–105.

56. Явтушенко А.В. Совершенствование систем включения кузнечно-прессовых машин / А.В. Явтушенко, В.И. Дубина, М.А. Герасько // Тезисы Всесоюзного науч.-техн. семинара «Совершенствование кузнечных машин ударного действия», 20–22 октября 1985 г. – Ворошиловград, 1985. – С. 102–103.

57. Свідоцтво № 53215 про реєстрацію авторського права на твір «Комп'ютерна програма – Система автоматизованого розрахунку параметрів кривошипних гаряче штампувальних пресів» від 21.01.2014 р. / Автори: О.В. Явтушенко, А.В. Явтушенко.

58. Свідоцтво № 53216 про реєстрацію авторського права на твір «Комп'ютерна програма – Система автоматизованого проектування технологічних процесів гарячого штампування» від 21.01.2014 р. / Автори Явту-

шенко О.В., Явтушенко А.В.

59. Свідоцтво № 52364 про реєстрацію авторського права на твір «Навчальний посібник – Проектування та розрахунок кривошипних пресів. Курсове проектування» від 29.11.2013 р. / Автори: О.В. Явтушенко, А.В. Явтушенко, Т.О. Васильченко.

60. Явтушенко О.В. Проектування та розрахунок кривошипних пресів: навч. посібник / О.В. Явтушенко. – Запоріжжя: Вид-во ЗНТУ, 2006. – 301 с.

61. Явтушенко О.В. Проектування та розрахунок кривошипних пресів. Курсове проектування: навч. посібник / О.В. Явтушенко, А.В. Глебенко, Т.О. Васильченко. – Запоріжжя: Вид-во ЗНТУ, 2012. – 436 с.

### **Особистий внесок у роботах, опублікованих у співавторстві:**

[3, 36, 40, 56] – аналіз методів включення пресів; [18] – розрахунок параметрів графіку технологічного навантаження ГKM; [19] – формулювання умов синтезу; [20] – теоретичний аналіз теплового режиму; [21, 22, 24, 29, 33, 34, 41, 37, 55] – розробка аналітичних залежностей математичної моделі; [23, 24, 32] – теоретичний аналіз динамічного режиму роботи приводу; [25] – формулювання вимог до параметрів механізму; [26, 27, 28, 46, 47] – теоретичний аналіз кінематичних характеристик механізму; [30, 36] – математичні розрахунки довговічності і проведення статистичних досліджень; [31] – розробка математичної розрахункової моделі повзуна; [38, 54, 57] – розробка математично-технічного і програмного забезпечення; [39] – експериментальні дослідженнями та розробка математичного опису процесу охолодження; [47, 48] – розробка концептуального рішення; [49] – теоретичний аналіз роботи автоматичного транспортуючого пристрою; [59, 61] – загальна концепція, уточнення розрахункових залежностей.

## **АНОТАЦІЯ**

### **Явтушенко А. В. Розвиток теоретичних основ методів розрахунку і проектування систем кривошипних пресів. Рукопис.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.03.05 – Процеси та машини обробки тиском. – Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, Кременчук, 2015.

У дисертації наведено теоретичне обґрунтування нових методів розрахунку і проектування основних систем кривошипних пресів.

Приведений метод визначення параметрів зубчастих передач пресів, що забезпечує мінімізацію сумарної маси зубчастих коліс і витрати енергії на включення фрикційної муфти.

Отримано аналітичні залежності для визначення складових величини ковзання клинових ременів. Розширено наукові уявлення про вплив ковзання ремінної передачі на динаміку приводу преса.

Виявлено кількісні та якісні причини відмов клинопасових передач

кривошипних пресів. Розроблено метод розрахунку довговічності окремих ременів і всієї клинопасової передачі як системи.

Виявлено закономірності силового навантаження повзунів. Приведена нова концепція аналізу положень повзуна при робочому ході і визначено умови їх стійкого положення.

Розроблена концепція структурного та параметричного синтезу багатоланкових виконавчих механізмів спеціалізованих пресів. Поставлена і вирішена задача багатопараметричної умовної оптимізації параметрів виконавчих механізмів спеціалізованих пресів, що забезпечує найкраще задоволення технологічних вимог.

Розроблена система автоматизованого розрахунку кривошипних гарячештампувальних пресів, що забезпечує комплексний розрахунок основних вузлів у системному єдності.

Основні результати дисертації прийняті до використання на низці машинобудівних підприємств і в навчальних закладах.

**Ключові слова:** прес, повзун, зубчаста передача, клинопасова передача, ковзання ременів, механізм, синтез, кінематичний аналіз, оптимізація, маса, енергія.

## АННОТАЦИЯ

**Явтушенко А.В. Развитие теоретических основ методов расчета и проектирования систем кривошипных прессов. Рукопись.**

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.03.05 – Процессы и машины обработки давлением. – Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского, Кременчуг, 2015.

В диссертации приведено теоретическое обоснование новых методов расчета и проектирования основных систем кривошипных прессов, обеспечивающие повышение их технического уровня и экономичности.

Представлен метод определения параметров зубчатых передач прессов, обеспечивающий минимизацию суммарной массы зубчатых колес и расхода энергии на включение фрикционной муфты. Разработана обобщенная классификация зубчатых передач кривошипных прессов и разработана методика инвариантного расчета внешних силовых параметров передач.

На основе энергетической теории деформации ремня на шкивах получены аналитические зависимости для определения составляющих величины скольжения клиновых ремней. Расширены научные представления о влиянии скольжения ременной передачи на динамику привода пресса и показано, что существуют возможности снижения его металлоемкости при одновременном повышении производительности пресса.

Вывявлены количественные и качественные причины отказов клиноременных передач кривошипных прессов. На основе положений теории надежности машин разработан метод расчета долговечности отдельных ремней и всей клиноременной передачи как системы.

Выявлены закономерности силового нагружения ползунов в двух перпендикулярных плоскостях. Представлена новая концепция анализа положений ползуна при рабочем ходе и определены условия их устойчивости. При расчете ползунов с дополнительными направляющими представлена новая гипотеза для раскрытия статической неопределенности.

Разработана концепция структурного и параметрического синтеза многозвенных исполнительных механизмов специализированных прессов. Определены основные критерии и условия параметрического синтеза, поставлена и решена задача многопараметрической условной оптимизации для определения оптимального варианта параметров исполнительных механизмов специализированных прессов, обеспечивающих наилучшее удовлетворение технологических требований.

Разработана система автоматизированного расчета кривошипных го-рещтамповочных прессов, обеспечивающая комплексный расчет основных узлов в системном единстве с использованием формализованных проектных процедур и оптимизации параметров.

Основные результаты диссертации приняты к использованию на ряде машиностроительных предприятиях и в учебных заведениях.

**Ключевые слова:** пресс, ползун, зубчатая передача, клиноременная передача, скольжение ремней, механизм, синтез, кинематический анализ, оптимизация, масса, энергия.

## ABSTRACT

**Javtushenko A. Century the Development of the theoretical foundations of the methods of calculation and design of systems crank presses. Manuscript.**

Thesis for Doctor's of Technical Science degree in specialty 05.03.05 - Processes and machines of plastic working. – Kremenchug National University named after Mikhail Ostrogradskii, Kremenchug, 2015.

In the thesis provides a theoretical justification of the new methods of calculation and design of major systems of the crank presses.

Presents a method of determining parameters gears presses which minimizes the total mass of gears and power consumption on the inclusion of the friction clutch.

Analytical dependences for determination of the components of the magnitude of the slip of the V-belts. Expanded scientific understanding of the impact of slip belt on the dynamics of the press drive.

Quantitative and qualitative causes of failures V-belt transmission crank presses. The method of calculation of the service life of individual belts and all V-belt transmission system.

The regularities of force loading of floaters. Presents a new concept of analysis of the provisions of the RAM when working stroke, and conditions of their stability.



Developed the concept of structural and parametric synthesis of multi-tier actuators specialized presses. Solves the problem multivariable constrained optimization parameters actuators specialized presses, providing the best satisfaction of technological requirements.

Developed automated system for calculation crank die forging presses, which provides a comprehensive calculation of basic nodes in the system unity.

The main results of the thesis accepted for use on a number of machine-building enterprises and used in educational institutions.

**Key words:** press, slide, gear, V-belt transmission, slipping belts, mechanism, synthesis, kinematic analysis, optimization, mass, energy.