

Вінницький національний технічний університет

Поліщук Олександр Васильович

УДК 62.822:664

**ГІДРОІМПУЛЬСНИЙ ПРИВОД ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ЗНЕВОДНЕННЯ
ВТОРИННИХ ПРОДУКТІВ ХАРЧОВИХ ПЕРЕРОБНИХ ВИРОБНИЦТВ**

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Вінниця - 2011

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Вінницькому національному технічному університеті Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор

Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович,

Вінницький національний технічний університет,

завідувач кафедри металорізальних верстатів та обладнання автоматизованого виробництва

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

Савуляк Валерій Іванович,

Вінницький національний технічний університет,

завідувач кафедри технології підвищення зносостійкості

доктор технічних наук, професор

Паламарчук Ігор Павлович,

Вінницький національний аграрний університет, завідувач кафедри

процесів та обладнання переробних і харчових виробництв імені професора П.С. Берника

Захист відбудеться «27» 04 2011 р. о 15.30 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 05.052.03 у Вінницькому національному технічному університеті за адресою: 21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ГНК, ауд. 210

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Вінницького національного технічного університету за адресою: 21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95

Автореферат розісланий «24» 04 2011 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

О. В. Дерібо

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Актуальність теми. Вторинні продукти харчових переробних виробництв, такі як жом цукрового буряка, спиртова барда, пивна дробина, ягідні та фруктові жмихи тощо, широко використовуються в тваринництві як корми. Проте високий вологовміст таких кормів ускладнює їх зберігання та транспортування. Для вирішення проблем із транспортуванням та зберіганням, наприклад, жому цукрового буряка його піддають зневодненню. На сьогоднішній день основними технологічними процесами переробки таких відходів є механічне зневоднення за допомогою шнекових та стрічкових пресів з подальшим висушуванням і брикетуванням або гранулюванням. Використовувані на сьогоднішній день технології і обладнання механічного зневоднення не є достатньо ефективними, що зумовлює значну енергоємність технологічних процесів отримання сухого жому цукрового буряка і, відповідно, його високу собівартість.

Відомо, що ефективність та надійність роботи багатьох машин першочергово залежить від надійності роботи їх приводів. Серед відомих конструкцій приводів вібраційних машин таким, що відповідає більшості необхідних вимог, є гідроімпульсний привод, оскільки він дозволяє забезпечити стабільний частотний режим вібраційного навантаження зі значним робочим зусиллям при відносно невеликих габаритних розмірах, простоті керування та достатньо високій надійності експлуатації. У зв'язку з вищевикладеним можна зробити висновок, що розробка нового вібраційного обладнання з гідроімпульсним приводом для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв є актуальною науково-технічною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами та темами. Дослідження та розробки, приведені в дисертаційній роботі, безпосередньо пов'язані з виконанням держбюджетних науково-дослідних робіт на теми «Розробка теорії процесів та обладнання вібраційних методів зневоднення продуктів переробки харчової промисловості» (номер держ. реєстрації 0105u002416) та «Теорія процесів і обладнання для потокового віброударного сепарування та фільтрування вологих дисперсних матеріалів» (номер держ. реєстрації 0108u000653), а також госпдоговірною НДР «Дослідження процесів зневоднення та розробка конструкторської документації установки для зневоднення кавового та ячмінного шламу» (номер держ. реєстрації 0110u004207), у виконанні яких автор брав безпосередню участь як виконавець.

Мета і завдання дослідження

Мета роботи – зниження енергозатрат для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв завдяки використанню гідроімпульсного приводу.

Для досягнення вказаної мети необхідно вирішити такі *задачі*:

- провести аналіз відомих способів зневоднення та засобів, що застосовуються для їх реалізації;
- експериментально обґрунтувати ефективність використання вібраційних навантажень для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв та визначити найбільш технологічно ефективні режими вібраційного зневоднення;
- обґрунтувати вибір схеми навантаження, яке діє на вторинний продукт в процесі вібраційного зневоднення, та розробити схему установки для зневоднення;
- розробити гідроімпульсний привод установки для вібраційного зневоднення вторинних продуктів та обґрунтувати вибір схеми підключення генератора імпульсів тиску приводу;
- розробити динамічну та математичну моделі гідроімпульсного приводу вібраційного обладнання для реалізації процесів механічного зневоднення та за допомогою числового аналізу з використанням ПЕОМ здійснити дослідження його роботи;
- дослідити роботу електромеханічної частини гідроімпульсного приводу та забезпечити достатню рівномірність його роботи в умовах змінних навантажень;
- розробити методичку проектного розрахунку електромеханічної частини гідроімпульсного приводу із врахуванням її роботи в умовах змінних навантажень;

- експериментально дослідити роботу гідроімппульсного приводу та перевірити адекватність математичної моделі.

Об'єкт дослідження – процеси в пристроях для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв.

Предмет дослідження – гідроімппульсний привод вібраційної установки для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв.

Методи дослідження. Дослідження динамічних процесів у гідроімппульсному приводі виконані методами математичного моделювання на ПЕОМ з використанням математичного програмного пакету Matlab. Експериментальні дослідження виконувались в лабораторних умовах з використанням ПЕОМ та сучасного метрологічного обладнання – аналого-цифрового перетворювача і цифрових датчиків. Результати експериментальних досліджень фіксувались за допомогою АЦП та оброблялись методами математичної статистики.

Наукова новизна одержаних результатів

- вперше експериментально доведена технологічна ефективність застосування для вібраційного зневоднення інерційної схеми навантаження з нижнім розташуванням вібраційної ланки в установці з гідроімппульсним приводом;

- отримала подальший розвиток резонансно-структурна теорія вібраційних та віброударних процесів щодо зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв;

- розроблено математичну модель гідроімппульсного приводу з кульковим генератором імпульсів тиску шляхом представлення його гідравлічних ланок у вигляді в'язко-пружних моделей, що складаються із дисипативних та пружних безінерційних елементів;

- вперше розроблено та застосовано математичну модель електромеханічної частини гідроімппульсного приводу у вигляді рівняння зміни кінетичної енергії руху вала електродвигуна з урахуванням циклограми зміни тиску в напірній частині гідроприводу.

Практичне значення одержаних результатів.

Розроблена нова конструкція кулькового двокаскадного генератора імпульсів тиску, що дозволяє забезпечити обгрунтовані експериментальними дослідженнями найбільш ефективні режими вібраційного і віброударного зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв.

Запропонована методика розрахунку параметрів електромеханічної системи гідроімппульсних приводів вібраційних машин, що може бути використана під час проектування нового обладнання з гідроімппульсним приводом для забезпечення роботи електродвигуна приводу без перевищення допустимих перевантажень.

Отримало подальший розвиток застосування вібраційних технологій в харчовій та переробній промисловості.

Технічну новизну та конструкцію кулькового двокаскадного генератора імпульсів тиску захищено патентами України.

Результати дисертаційної роботи прийняті до впровадження ТОВ “Моївський цукор” та СП “Галка Лтд”.

Особистий внесок здобувача.

Основні результати досліджень отримані автором самостійно. Постановка задач узгоджена із науковим керівником. В працях, що опубліковані у співавторстві автору належать: порівняння різних способів зневоднення продуктів переробних виробництв [1]; запропоновано використання в якості вихідних даних циклограми зміни тиску в напірній частині гідроімппульсного приводу [2]; проведення серії експериментів для підтвердження ефективності процесів вібраційного зневоднення та визначення найбільш ефективних його режимів [3]; розробка конструктивної схеми нового обладнання [4]; обробка та аналіз результатів експериментальних досліджень [5]; розробка алгоритму проектного розрахунку електромеханічної частини гідроімппульсного приводу вібраційного обладнання [6]; пропозиція використати шнековий елемент в установці для забезпечення безперервної подачі матеріалу, що зневоднюється [8]; розробка системи дренажних отворів виходу рідини та

повітря [9]; розробка конструкції інерційної маси навантаження та схему зворотного руху вібраційної ланки [10]; спосіб використання та розміщення дроселів для регулювання режимів закриття кулькових запірних елементів першого та другого каскаду [11].

Апробація результатів роботи.

Основні матеріали роботи доповідались та обговорювались на таких конференціях: XXXIV, XXXV, XXXVI науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу, співробітників та студентів ВДТУ з участю працівників науково-дослідних організацій та інженерно-технічних працівників підприємств м. Вінниці та області (м. Вінниця, ВНТУ, 2005, 2006, 2007); IV науково-технічній конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», м. Львів – 17-18 листопада 2005 р.; XI міжнародна конференція «Гідроаеродинаміка в інженерній практиці», м. Київ, 22-26 травня 2006 р.; Міжнародна науково-технічна конференція «Стан і перспективи розвитку сучасних технологій та обладнання переробних і харчових виробництв», м. Вінниця, 1-4 червня 2006 р.; VII міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», м. Вінниця, 5-6 жовтня 2006 р.; Міжнародна науково-технічна конференція «Інноваційні технології в будівництві», м. Вінниця, 10-12 листопада 2010 р.

Публікації.

Основні результати дисертаційної роботи опубліковані в 11 друкованих роботах – 7 статтях у фахових виданнях ВАК України, 2 деклараційних патентах України та 2 патентах України на корисну модель.

Структура і обсяг дисертації.

Дисертаційна робота складається зі вступу, п'ятих розділів, висновків, додатків та списку використаних літературних джерел. Повний обсяг дисертаційної роботи 203 сторінки. Основний зміст викладено на 138 сторінках машинописного тексту, ілюстровано 57 рисунками, та 4 таблицями. Додатки містять 41 сторінку, список використаних літературних джерел 125 найменування.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність проблеми, розглянутої в роботі, визначено її зв'язок з державними науковими програмами, планами і темами кафедри, означено мету і задачі дисертаційної роботи, визначено наукову новизну і практичну цінність отриманих результатів. Подано інформацію щодо апробації, структури та обсягу роботи.

У першому розділі розглянуті сучасний стан та перспективи використання вторинних продуктів харчових переробних виробництв в сільському господарстві. Визначено, що одним з найбільш широко використовуваних видів вторинних продуктів є рослинні жмихи, одним з яких є жом цукрового буряка, що вміщує в собі багато пектинових, білкових та інших поживних речовин. Високий вміст води в цьому вторинному продукті та віддаленість більшості тваринницьких господарств від заводів породжують проблеми з його використанням, а саме складність зберігання та транспортування. Тому жом на багатьох цукрових заводах піддають механічному та термічному зневодненню.

Серед відомих способів зневоднення найбільш ефективним є механічне зневоднення. Описані в більшості літературних джерел конструкції обладнання для механічного зневоднення, яке переважно використовується у виробничих процесах, не дозволяє отримувати кінцевий продукт з високим вмістом сухих речовин, що власне і зумовлює значну питому вагу процесів сушіння в технологічних процесах зневоднення жому цукрового буряка. Цей факт визначає високу енергоємність виробництва жому цукрового буряка тривалого зберігання і, відповідно, його високу собівартість.

З робіт А.П. Бабічева, П.С. Берника, П.О. Ребіндера, Р.Д. Ісковича-Лотоцького, А.І. Українця, Г.А. Хайліса, І.П. Паламарчука відомо про високу ефективність використання вібрацій в технологічних процесах харчових виробництв. З аналізу структури жому цукрового буряка та впливу на неї динамічних навантажень зроблено висновок про доцільність використання вібрацій в процесах зневоднення.

З робіт І.Б. Матвеева, Р.Д. Ісковича-Лотоцького, Р.Р. Обертюха, І.В. Коца, М.М. Вірника, В.О. Пішеніна, відомо про переваги гідроімпульсного приводу перед іншими типами приводів, що, зокрема, говорить про перспективність використання його у вібраційному обладнанні для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв, оскільки таке обладнання дозволить в широкому діапазоні змінювати параметри робочих режимів технологічних процесів переробки для отримання більш високих кінцевих показників якості продукту і, відповідно, скоротити тривалість подальших процесів сушіння, що дозволить знизити загальну енергоємність процесів зневоднення жому цукрового буряка тривалого зберігання.

В другому розділі дисертаційної роботи за результатами експериментальних досліджень проведених на наявній у ВНТУ дослідній установці (рис. 1) обґрунтовано більш високу технологічну ефективність застосування вібраційного способу зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв в порівнянні з процесами статичного пресування (рис. 2) та встановлено, що найбільш технологічно ефективним є режим зневоднення з накладанням вібрацій частотою 50 Гц і тиском в робочих порожнинах циліндрів приводу статичного навантаження – 0,5 МПа та гідроімпульсного приводу – 4 МПа, який дозволяє отримати зневоднений продукт з вмістом сухих речовин 31,4%.

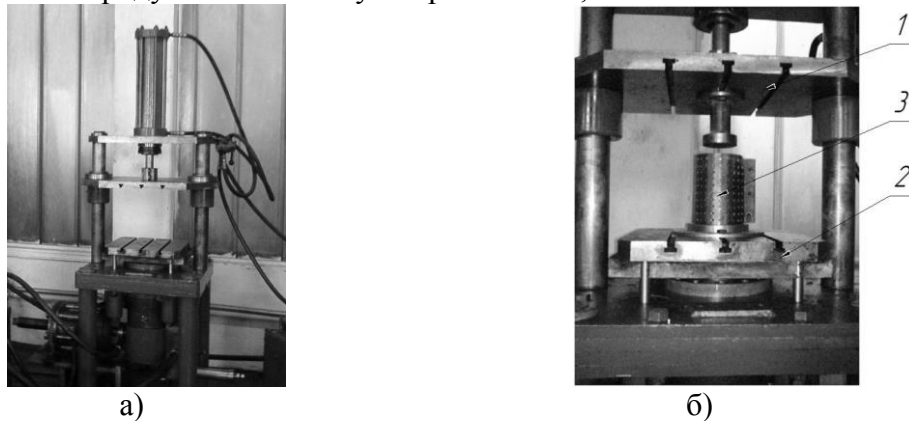


Рис. 1. Дослідна установка: а – загальний вигляд; б – з встановленою експериментальною оснасткою (1- рухома ланка приводу статичного навантаження; 2- вібраційна ланка гідроімпульсного приводу; 3- експериментальна оснастка)

За аналізом взаємодії рухомих мас вібраційних систем обрано схему компонування вібраційної установки з нижнім розміщенням вібраційної ланки.

На основі сформульованих вимог до принципової схеми обладнання з гідроімпульсним приводом, які враховують конструктивні особливості його елементної бази та характер виробничого процесу, запропоновано гідро-кінематичну схему вібраційної установки для зневоднення відходів харчових переробних виробництв з відповідними конструктивними рішеннями.

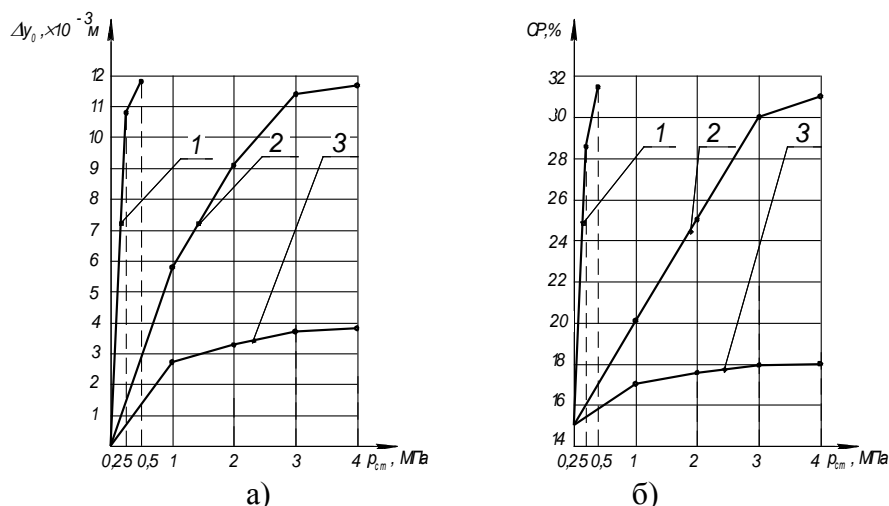


Рис. 2. Зміна абсолютної деформації Δy_0 (а) та вмісту сухих речовин CP (б)

в жомі цукрового буряка під час зневоднення з накладанням вібраційного $v=50 \text{ Гц}$, $p_1=4 \text{ МПа}$ (1), віброударного $v=5 \text{ Гц}$, $p_1=10 \text{ МПа}$ (2) та статичного (3) навантажень

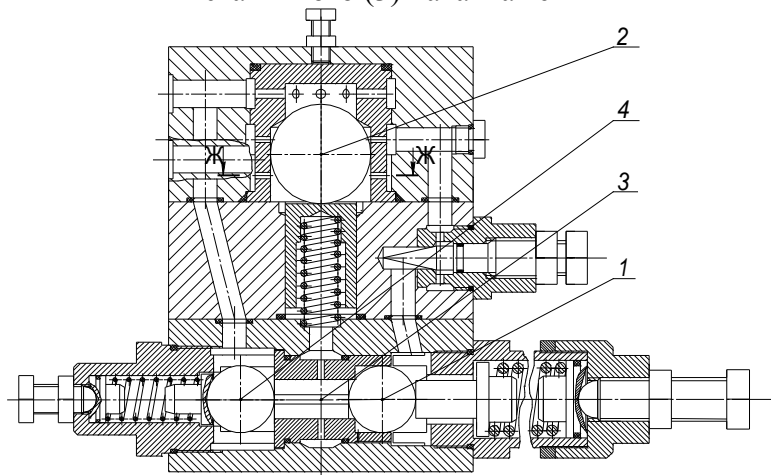


Рис. 3. Конструктивна схема кулькового двокаскадного генератора імпульсів тиску

Відповідно до схеми компонування установки та для забезпечення експериментально визначеного найбільш технологічно ефективного режиму вібраційного зневоднення розроблено та захищено патентом України на корисну модель № 46373 нову конструктивну схему кулькового двокаскадного генератора імпульсів тиску (рис. 3), запірними елементами першого і другого каскаду якого є кульки 1 і 2, відповідно, а між напірною порожниною і порожниною штовхача 3 кулькового запірний елемент першого каскаду розташований автоматичний дросель 4.

Особливістю даного генератора імпульсів тиску є відсутність прямої подачі робочої рідини на запірний елемент першого каскаду під час його закриття. Однією з переваг конструкції є те, що в якості запірних елементів першого і другого каскаду застосовано кульки. Встановлення кулькового двокаскадного генератора імпульсів тиску в приводі матиме такі переваги: можливість використання схеми приводу без гідроаккумулятора, що забезпечить підвищення загальної жорсткості гідросистеми, дозволить полегшити загальну конструкцію установки і знизити динамічні навантаження на виконавчі елементи приводу та несучі елементи установки; можливість забезпечити стабільний частотний режим роботи приводу за рахунок низької інерційності елементів генератора імпульсів тиску.

У **третьому розділі** розроблено і теоретично досліджено динамічну і математичну моделі гідроімпульсного приводу з новим кульковим двокаскадним генератором імпульсів тиску.

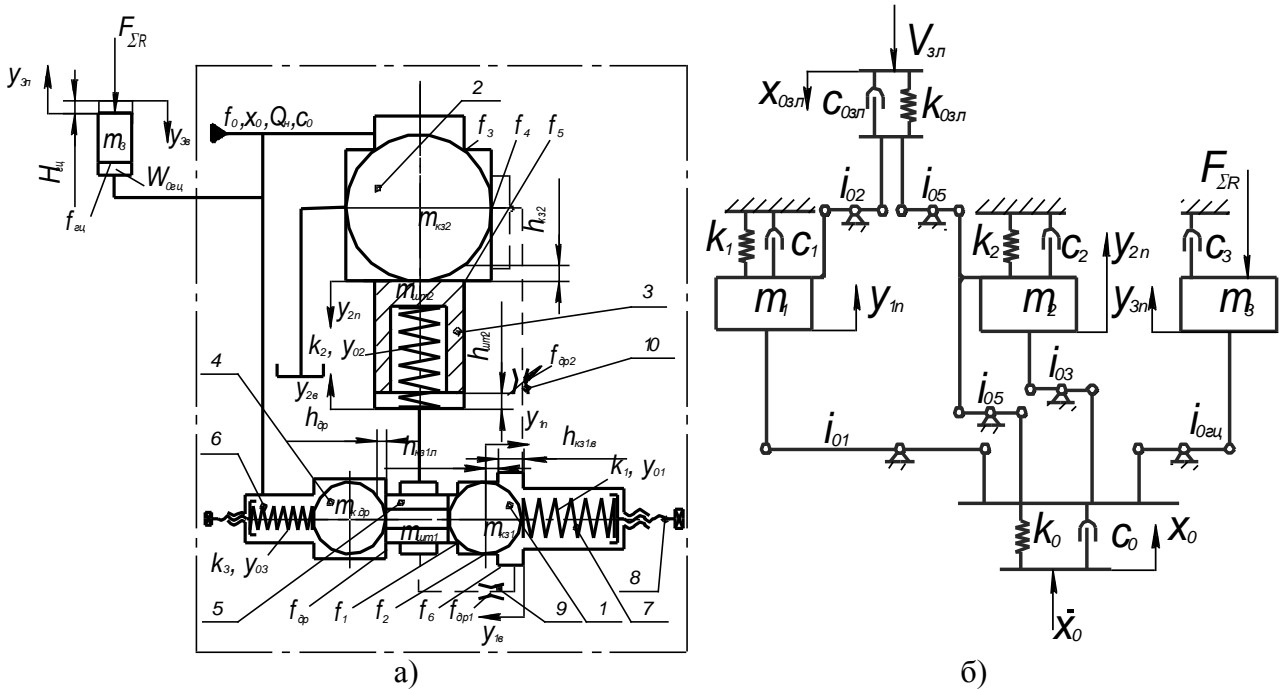


Рис. 4. Розрахункова схема гідроімпульсного приводу (а) та багатомасова модель прямого ходу його рухомих ланок (б)

Розроблений кульковий двокаскадний генератор імпульсів тиску (частина схеми рис. 4, а, обведена штрих-пунктирною лінією) вміщує кульковий запірний елемент 2 з ходом $h_{кз2}$, притиснений до сідла площею f_3 утвореного напірною гідролінією і порожниною А штовхачем 3 з робочою площею f_5 і ходом обмеженим зазором $h_{ум2}$, причому $h_{ум2}=h_{кз2}$, зафіксованим пружиною 4 жорсткістю k_2 з попереднім натягом y_{02} . Необхідним є співвідношення площ $f_5 \geq f_3$. Напірна гідролінія з'єднана з розточкою, в робочій порожнині В якої розміщено кульковий запірний елемент 4 автоматичного дроселя з зазором $h_{др}$, що притиснений до штовхача 5, розміщеного в порожнині С, пружиною 6 малої жорсткості k_3 і натягом h_{03} . Штовхач 5 тісно контактує з запірним кульковим елементом 1 першого каскаду з додатнім перекриттям $h_{кз1н}$ і ходом h_1 . Кульковий запірний елемент першого каскаду 1 притиснений в сідло площею f_1 утворене порожнинами С і D пружиною 8 жорсткістю k_1 , яка налаштована на тиск спрацювання кулькового двокаскадного генератора імпульсів тиску, і роз'єднує порожнини D і E по перекриттю f_2 . Для нормальної роботи кулькового двокаскадного генератора імпульсів тиску необхідне виконання умови $k_3 \ll k_1$. Натяг h_{01} пружини 7 регулюється за допомогою регульовального гвинта 8 розміщеного в задній стінці порожнини F. Порожнина E з'єднана із зливною гідролінією порожнини А через дросель 10 площею поперечного перерізу $f_{др2}$. Розточка порожнини E з'єднана з порожниною D через дросель 9 площею поперечного перерізу $f_{др1}$, що стабілізує закриття кулькового запірного елемента 1 першого каскаду. Розточка порожнини С з'єднана з порожниною J, в якій розташовано штовхач 3.

На основі розрахункової схеми гідроімпульсного приводу (рис. 4, а) розроблена багатомасова динамічна модель прямого ходу рухомих ланок гідроімпульсного приводу (рис. 4, б). Робочий цикл приводу розділено на десять умовних фаз: 1) набір тиску в порожнинах кулькового запірного елемента першого і штовхача кулькового запірного елемента другого каскадів, головного циліндра, автоматичного дроселя від $p_{гс}=0$ до $p_{гс}=p_{ст}$ подолання сил стаціонарного опору руху вібраційної ланки; 2) зростання тиску в вище-згаданих порожнинах від $p_{гс}=p_{ст}$ до $p_{гс}=p_1$ відкриття кулькового запірного елемента першого каскаду і закриття автоматичного дроселя з одночасним рухом вібраційної ланки на шляху $H_{гц}$; 3) відрив кулькового запірного елемента першого каскаду від сідла та проходження ним позитивного перекриття $h_{кз1.н}=h_{др}$ з одночасним закриттям автоматичного дроселя; 4) хід кулькового запірного елемента першого каскаду на шляху від'ємного перекриття $h_{кз1.в}$ з одночасним

падінням тиску в порожнині штовхача кулькового запірнього елемента другого каскаду до $p_1' < p_1$ на величину тиску опору пружини штовхача жорсткістю k_2 ; 5) перехідний етап відриву кулькового запірнього елемента другого каскаду від сідла f_3 та зупинка ходу вібраційної ланки; 6) падіння тиску в порожнинах головного циліндра, напірній та автоматичного дроселя до $p_{гс} = p_{ст}$; 7) зворотний хід кулькового запірнього елемента другого каскаду на шляху $h_{кз2}$ з падінням тиску в порожнинах напірній, головного циліндра, автоматичного дроселя та кулькового запірнього елемента першого каскаду до $p_{гс} = p_2'$ початку закриття останнього з проходженням від'ємного перекриття; 8) падіння тиску в порожнинах напірній, головного циліндра, автоматичного дроселя та кулькового запірнього елемента першого каскаду до $p_{гс} = p_2$, зворотний рух кулькового запірнього елемента першого каскаду на шляху позитивного перекриття з відкриттям кулькового запірнього елемента автоматичного дроселя; 9) зрівноваження тисків в порожнинах напірній, головного циліндра, автоматичного дроселя та штовхача кулькового запірнього елемента другого каскаду із зворотним ходом останнього та кулькового запірнього елемента першого каскаду; 10) зупинка руху кулькових запірніх елементів першого та другого каскадів і початок зростання тиску в порожнинах головного циліндра, напірній, автоматичного дроселя та штовхача кулькового запірнього елемента другого каскаду.

Гідрравлічна ланка в динамічній моделі представлена у вигляді в'язко-пружної моделі робочої рідини, що складається з дисипативного (c_0) та безінерційного пружного (x_0) елементів. Такий підхід до моделювання гідрравлічних приводів вперше був запропонований Ю.О. Бочаровим і отримав подальший розвиток в роботах Р.Д. Ісковича-Лотоцького та Р.Р. Обертюха.

Взаємодія гідрравлічних ланок приводу, що можуть деформуватися з певною швидкістю, відбувається через передаточні відношення $i_{0j} = f_j^2 / f_0^2$ чи $i_{0j} = f_j^2 / f_{0зл}^2$ (f_j – площа перерізу ланки генератора імпульсів тиску чи іншої ланки гідроімпульсного приводу; $j=1, 2, 3 \dots n$ – порядковий номер ланки; $f_0 = \sum_{i=1}^n (l_i f_i) / \sum_{i=1}^n l_i$, $f_{0зл} = \sum_{i=1}^n (l_{iзл} f_{iзл}) / \sum_{i=1}^n l_{iзл}$ – усереднені площі поперечного перерізу, відповідно, напірної та зливної порожнини приводу; l_i , f_i , $l_{iзл}$, $f_{iзл}$ – довжина і площа поперечного перерізу i -го гідроканалу, відповідно, напірної та зливної порожнини приводу). Жорсткості гідрравлічних ланок зведені до усереднених площ напірної f_0 та зливної $f_{0зл}$ порожнин визначаємо за залежностями

$$k_0 = f_0^2 \cdot K (W_{нап} + W_{0гц})^{-1} \text{ та } k_{0зл} = f_{0зл}^2 \cdot K \cdot W_0^{-1}, \quad (1)$$

де $W_{нап}$, $W_{0гц}$, W_0 – відповідно, об'єми напірної порожнини, початкової порожнини гідроциліндра та зливної порожнини, до якого входять всі канали гідросистеми до її гідробаку при відкритому генераторі імпульсів тиску, K – зведений модуль пружності гідросистеми. Враховуючи значну жорсткість гідросистеми за рахунок її малого робочого об'єму та малу амплітуду коливань рухомих ланок установки можна припустити $k_0 = \text{const}$. Деформацію гідрравлічної ланки в інтервалі зміни тиску $p_{гс}$ від p_2 «закриття» до p_1 «відкриття» генератора імпульсів тиску можна представити залежністю

$$x_{0гс} = p_{гс} \cdot f_0 \cdot k_0^{-1}. \quad (2)$$

Зведення жорсткості k_0 та деформації x_0 до j -ї робочої ланки гідроімпульсного приводу здійснюється за такими співвідношеннями

$$k_{0j} = k_0 \cdot i_{0j} \text{ та } x_j = x_0 \cdot i_{0j}^{-0.5}. \quad (3)$$

За відомим припущенням характерний розмір усередненої напірної гідролінії приводу $d_0 \approx 1.13 \cdot f_0^{0.5}$, тоді за законом Ньютона протидія деформуванню дисипативної складової гідрравлічної ланки приводу

$$F_{j0} = \tau_0 \cdot f_0 = \mu (d\dot{x} / dr_0) f_0 \approx 0.785 \cdot \mu \cdot d_0 \cdot \bar{\dot{x}}_0 \approx c_0 \bar{\dot{x}}_0, \quad (4)$$

де $\tau_0 = \mu(dx/dr_0) \approx \mu \cdot \bar{x}_0 / d_0$ – напруження зсуву рідині; μ – динамічна в'язкість робочої рідини; $dx/dr_0 \approx \bar{x}_0 / d_0$ – наближений середній градієнт швидкості деформації гідравлічної ланки приводу; \bar{x}_0 – середня швидкість деформації гідравлічної ланки; $c_0 = 0.785 \cdot \mu \cdot d_0$ – коефіцієнт в'язкого опору деформуванню гідравлічної ланки.

Відомо, що середня швидкість деформації гідравлічної ланки дорівнює поточній швидкості на усіх ділянках циклу $\bar{x}_0 \approx \dot{x}_0$. При зведенні дисипативного елемента гідравлічної ланки приводу до відповідних площ перерізу генератора та інших ланок дисипативний опір з врахуванням швидкостей переміщення відповідних ланок знаходиться

$$F_j = \tau_j \cdot f_j = \mu \left((\bar{x}_j \mp \dot{y}_j) d_j^{-1} \right) f_j = i_{0j}^{0.5} c_0 (\dot{x}_j \mp \dot{y}_j), \quad (5)$$

де \dot{x}_j, \dot{y}_j – відповідно зведена до певної площі перерізу усереднена швидкість деформації гідравлічної ланки та швидкість відповідної ланки; f_j, d_j – площа поперечного перерізу та діаметр відповідної ланки.

Кожна з фаз динамічної моделі описується математичною моделлю, що складається з диференціальних рівнянь руху ланок приводу та умов однозначності. За аналізом математичної та динамічної моделей зроблено висновок про доцільність спрощення математичного описання об'єднанням фаз 2-6 прямого та 7-10 зворотного ходів ланок установки.

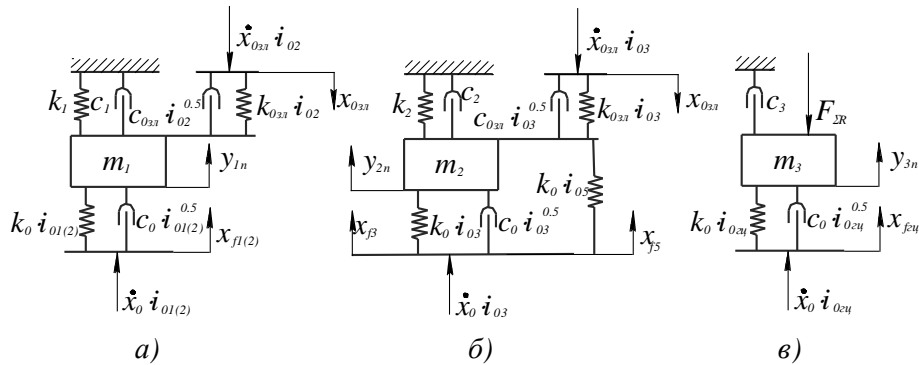


Рис. 5. Спрощені динамічні моделі прямого ходу запірних елементів першого (а) і другого (б) каскадів генератора імпульсів тиску і вібраційної ланки (в)

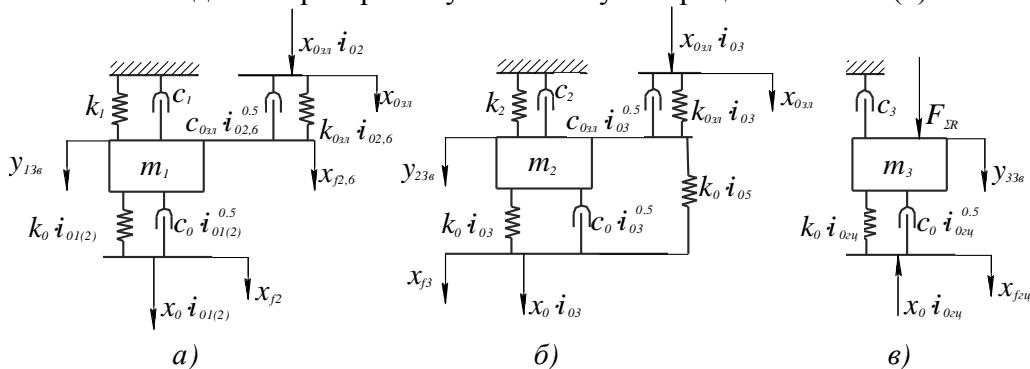


Рис. 6. Спрощені динамічні моделі зворотного ходу запірних елементів першого (а) і другого (б) каскадів генератора імпульсів тиску і вібраційної ланки (в)

Розробка динамічних та математичних моделей гідроімпульсного приводу здійснена з такими припущеннями: мала довжина каналів та відсутність в гідросистемі циклового акумулятора дозволяють знехтувати хвильовими процесами в приводі під час його роботи; температурний режим роботи приводу є ізотермічним; зведений модуль пружності K , густина ρ та динамічна в'язкість μ гідравлічної ланки системи є величинами сталими; ударні процеси в кінці ходів елементів генератора імпульсів тиску та вібраційної ланки установки через їх невеликі ходи та швидкості руху не враховуються; режим тертя в приводі є виключно рідинним; коефіцієнти витрат через відповідні перерізи елементів приводу є величинами

сталими; витрати рідини через клапанні перекриття є незначними в порівнянні з основними потоками робочої рідини і в рівняннях математичної моделі не враховуються; залежність витрат робочої рідини від перепадів тиску є квадратичною.

Складені на основі розрахункової схеми приводу (рис. 4, а), спрощених динамічних моделей прямого (рис. 5) і зворотного (рис. 6) ходів та принципу Даламбера математичні моделі, незважаючи на прийняті раніше припущення, є складними для аналізу. Для спрощення аналізу з диференціальних рівнянь виключено члени, які враховують динамічні процеси в зливній порожнині і введено нові змінні

$$L_{1n} = y_{1n} + \omega_{01}^2 \omega_{\Sigma 1}^{-2} y_{01}, \quad L_{2n} = y_{2n} + \omega_{02}^2 \omega_{\Sigma 2}^{-2} y_{02}, \quad L_{3n} = y_{3n} + F_{\Sigma R} m_3 \omega_{\Sigma 3}^{-2} \quad \text{та} \quad (6)$$

$$L_{13} = y_{13} - \left(\omega_{p1}^2 i_{02(1)} h_{к31} - \omega_{01}^2 (y_{01} - h_{к31}) \right) \cdot \omega_{\Sigma 1}^{-2*},$$

$$L_{23} = y_{23} - \left(\omega_{p1}^2 \gamma_1 (i_{03} h_{к32} - i_{05} h_{к32}) - \omega_{02}^2 (y_{02} - h_{к32}) \right) \cdot \omega_{\Sigma 2}^{-2*}, \quad L_{33} = y_{33} - h_{гц} - F_{\Sigma R} (m_3 \omega_{\Sigma 3}^2)^{-1}, \quad (7)$$

що не змінюють характер руху мас m_1 , m_2 та m_3 , оскільки $\dot{y}_{kn} = \dot{L}_{kn}$, $\ddot{y}_{kn} = \ddot{L}_{kn}$, $\dot{y}_{к3} = \dot{L}_{к3}$, $\ddot{y}_{к3} = \ddot{L}_{к3}$. Після деяких перетворень математичні моделі прямого і зворотного ходів ланок приводу приведені до вигляду, зручного для аналізу на ПЕОМ:

прямий хід-

зворотний хід-

<p style="text-align: center;"><i>Рівняння руху</i></p> $\left\{ \begin{array}{l} \dot{U}_{1n} = A_n x_0 - 2\beta_1 U_{1n} - \omega_{\Sigma 1}^2 L_{1n}; \\ \ddot{L}_{1n} = \dot{U}_{1n}; \quad \omega_{p1}^2 i_{01(2)}^{0.5} = A_n; \\ \dot{U}_{2n} = B_n x_0 - 2\beta_2 U_{2n} - \omega_{\Sigma 2}^2 L_{2n}; \\ \ddot{L}_{2n} = \dot{U}_{2n}; \quad \omega_{p1}^2 \gamma_1 (i_{03}^{0.5} - i_{05}^{0.5}) = B_n; \\ \dot{U}_{3n} = C_n x_0 - 2\beta_3 U_{3n} - \omega_{\Sigma 3}^2 L_{3n}; \\ \ddot{L}_{3n} = \dot{U}_{3n}; \quad \omega_{p1}^2 i_{0гц}^{0.5} \gamma_2 = C_n; \end{array} \right.$ <p style="text-align: center;"><i>Умови однозначності</i></p> $\left\{ \begin{array}{l} 1) x_0 = \frac{1}{f_0} \int_0^{t_n} Q_H dt - \frac{Q_{\Sigma 1} t}{f_0}; \\ \text{для } y_{1n} = y_{2n} = y_{3n} = 0; \quad 0 < t < t_n; \\ t_n = x_{0ст} \frac{f_0}{Q_H}; \\ 2) x_0 = x_{0ст} + \frac{1}{f_0} \int_0^{t_{p1}} Q_H dt - \frac{Q_{\Sigma 2} t}{f_0}; \\ \text{для } y_{1n} = y_{2n} = 0; \quad 0 < y_{3n} \leq H_{гц}; \quad t_n < t \leq t_{p1}; \\ t_{p1} = \frac{x_{0p1} f_0}{Q_H}; \\ 3) x_0 = x_{0p1} - \frac{Q_{\Sigma 3} t}{f_0}; \\ \text{для } 0 < y_{1n} < h_{к31n}; \quad y_{2n} = 0; \quad y_{3n} \leq H_{гц}; \\ t_{p1} < t < t_1; \quad t = t_1 \text{ для } y_{1n} = h_{к31n}; \\ 4) x_0 = x_{0p1} - \frac{Q_{\Sigma 4} t}{f_0}; \\ \text{для } h_{к31n} \leq y_{1n} \leq h_{к31}; \quad 0 \leq y_{2n} \leq h_{к32}; \quad y_{3n} \leq H_{гц}; \\ t_1 < t < t_2; \quad t = t_2 \text{ для } y_{2n} = h_{к32} \end{array} \right.$	<p style="text-align: center;"><i>Рівняння руху</i></p> $\left\{ \begin{array}{l} \dot{U}_{13} = -A_3 x_0 - 2\beta_1^* \dot{L}_{13} - \omega_{\Sigma 1}^{2*} L_{13}; \\ \ddot{L}_{13} = \dot{U}_{13}; \quad A_3 = \omega_{p1}^2 i_{02(1)}^{0.5}; \\ \dot{U}_{23} = B_3 x_0 - 2\beta_2^* \dot{L}_{23} - \omega_{\Sigma 2}^{2*} L_{23}; \\ \ddot{L}_{23} = \dot{U}_{23}; \quad B_3 = \omega_{p1}^2 \gamma_1 (i_{05}^{0.5} - i_{03}^{0.5}); \\ \dot{U}_{33} = -C_3 x_0 - 2\beta_3^* \dot{L}_{33} - \omega_{\Sigma 3}^{2*} L_{33}; \\ \ddot{L}_{33} = \dot{U}_{33}; \quad C_3 = i_{0гц}^{0.5} \omega_{p1}^2 \gamma_2. \end{array} \right.$ <p style="text-align: center;"><i>Умови однозначності</i></p> $\left\{ \begin{array}{l} 1) x_0 = x_{0p1} \cdot i_{43}^{0.5} - \frac{Q_{\Sigma 1}^* t}{f_0}, \\ \text{для } y_{13} = y_{23} = 0; \quad 0 \leq y_{33} \leq H_{гц}; \quad 0 \leq t' \leq t'_1; \\ t' = t'_1 \text{ для } y_{33} = H_{гц}; \\ 2) x_0 = x_{0p1} \cdot i_{43}^{0.5} - \frac{Q_{\Sigma 2}^* t}{f_0}, \\ \text{для } 0 < y_{13} \leq h_{к31в}; \quad y_{23} = 0; \quad y_{33} = H_{гц}; \quad t'_1 \leq t' \leq t'_2; \\ t' = t'_2 \text{ для } y_{13} = h_{к31в}; \\ 3) x_0 = x_{0p1} \cdot i_{21}^{0.5} - \frac{Q_{\Sigma 3}^* t}{f_0}, \\ \text{для } h_{к31в} < y_{13} \leq h_{к31}; \quad 0 \leq y_{23} < h_{к32}; \quad y_{33} = H_{гц}; \\ t'_2 \leq t' \leq t'_3; \quad t' = t'_3 \text{ для } y_{13} = h_{к31}. \\ 4) x_0 = x_{0p1} \cdot i_{21}^{0.5} - \frac{Q_{\Sigma 4}^* t}{f_0}, \\ \text{для } y_{13} = h_{к31}; \quad y_{23} \leq h_{к32}; \quad y_{33} = H_{гц}; \quad t'_3 \leq t' \leq t'_4; \\ t' = t'_4 \text{ для } y_{23} = h_{к32}, \end{array} \right.$
---	--

де $x_{0ст} = r_{ст} f_0 k_0^{-1}$, $x_{0p1} = r_{p1} f_0 k_0^{-1}$ – відповідно, деформація гідравлічної ланки в момент початку руху рухомих ланок установки та при досягненні в системі тиску p_1 відкриття запірного елемента першого каскаду; $y_{1n} \dots y_{3n}$, $y_{13} \dots y_{33}$ – поточні координати мас $m_1 \dots m_3$, зв'язані відповідними співвідношеннями зі змінними $L_{1n} \dots L_{3n}$, $L_{13} \dots L_{33}$; A_n , A_3 , B_n , B_3 , C_n , C_3 – постійні коефіцієнти, що складені зі співвідношень власних частот, передаточних відношень і

співвідношень між масами $m_1 \dots m_3$; $\omega_{\Sigma 1} \dots \omega_{\Sigma 3}$, $\omega_{\Sigma 1}^* \dots \omega_{\Sigma 3}^*$ – власні частоти систем приводу на етапах, відповідно, прямого і зворотного ходу; Q_n , $Q_{\Sigma 1} \dots Q_{\Sigma 5}$, $Q_{\Sigma 1}^* \dots Q_{\Sigma 4}^*$ – подача насоса приводу та витрати через прохідні перерізи генератора імпульсів тиску.

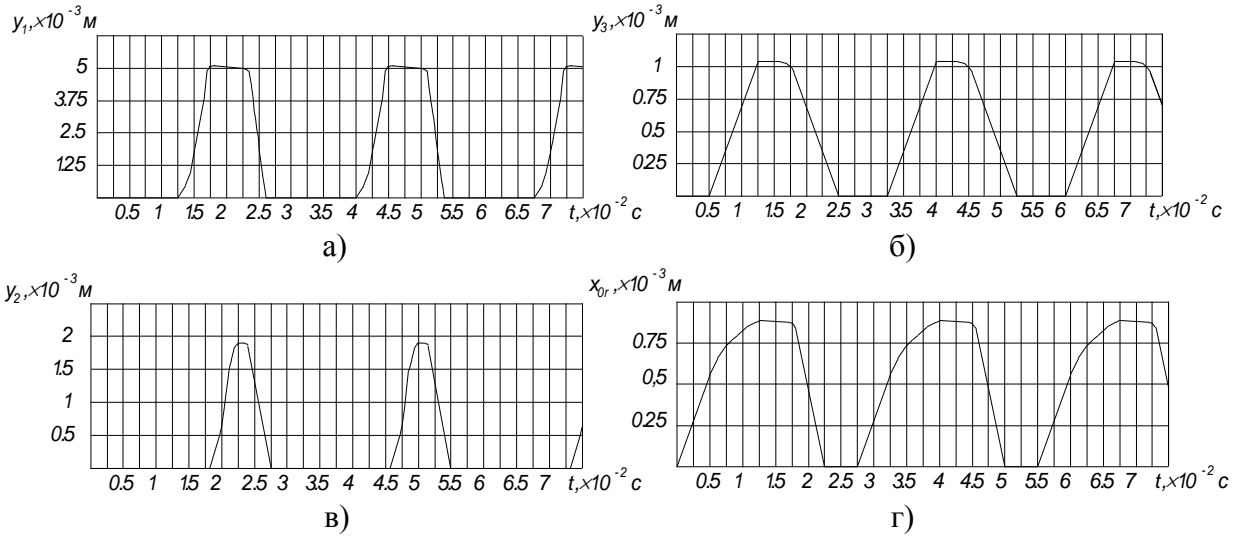


Рис. 7. Розрахункові залежності зміни поточних координат запірних елементів генератора імпульсів тиску першого $y_1(t)$ (а) і другого $y_2(t)$ (в) каскадів, вібраційної ланки установки $y_3(t)$ (б) та деформації гідравлічної ланки в напірній порожнині $x_0(t)$ (г) з частотою 36 Гц для $x_{0max}=9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $Q_n=1,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{c}$ та $f_{dp2}=3,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$

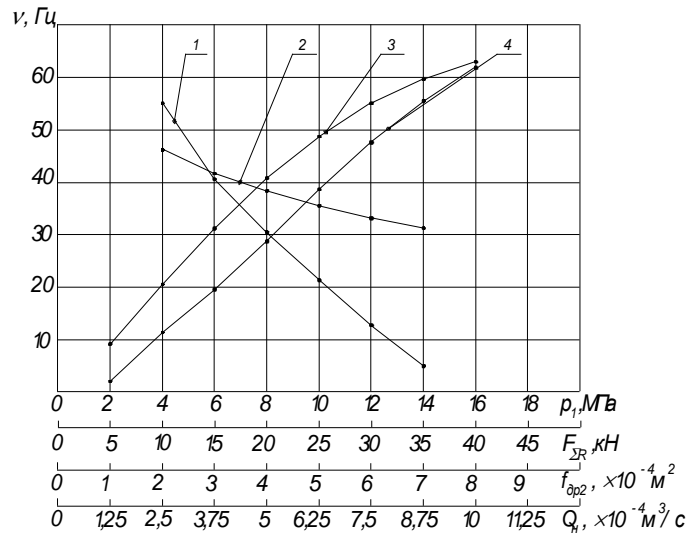


Рис. 8. Розрахункові залежності частоти проходження імпульсів тиску від: 1 – тиску спрацювання генератора імпульсів p_1 при $Q_n=1,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{c}$, $f_{dp2}=6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; 2 – сумарного навантаження на вібраційну ланку установки $F_{\Sigma R}$ при $Q_n=1,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{c}$, $f_{dp2}=6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $p_1=6 \text{ МПа}$; 3 – площі відкриття дроселя f_{dp2} при $Q_n=1,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{c}$ та $p_1=4 \text{ МПа}$; 4 – подачі гідронасоса приводу Q_n при $p_1=4 \text{ МПа}$ та $f_{dp2}=7,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$

Дослідження математичної моделі здійснено за допомогою програми розробленої в математичному пакеті Matlab. В результаті числового дослідження гідроімпульсного приводу отримано розрахункові залежності зміни поточних координат елементів гідроімпульсного приводу (рис. 7, а, б, в) та деформації гідравлічної ланки (рис. 7, г).

Отримані розрахункові залежності зміни частоти проходження імпульсів тиску (рис. 8) в гідроімпульсного приводі з кульковим двокаскадним генератором імпульсів тиску від значень настроюваних параметрів приводу p_1 , f_{dp2} , $F_{\Sigma R}$ і Q_n , які показали, що регулювання частоти спрацювання гідроімпульсного приводу слід здійснювати зміною площі прохідного перерізу дроселя f_{dp2} та подачі гідронасоса приводу Q_n .

Окрему увагу в роботі приділено електромеханічній частині гідроімпульсного приводу, для якої складено математичну модель у вигляді рівняння зміни кінетичної енергії руху вала електродвигуна. За допомогою циклограми зміни тиску в напірному об'ємі приводу та рівняння зміни кутової швидкості обертання вала електродвигуна (9) отримано розрахункові графіки зміни коефіцієнта перевантаження електродвигуна та кутової швидкості його вала (рис. 9, 10).

$$\omega_i^2 = \left[I_n \omega_{i-1}^2 + (2A - B\omega_{i-1}^2 - L_{c_{i-1}} - L_{c_i}) \cdot 2\pi n^{-1} \right] \left(I_n + 2B\pi n^{-1} \right)^{-1}, \quad (9)$$

де $A = B \cdot \omega_c^2$, $B = M_n / (\omega_c^2 - \omega_n^2)$ – постійні коефіцієнти (M_n – номінальний момент, ω_n – номінальна і ω_c – синхронна кутові швидкості ротора); L_c – момент сил опору; I_n – приведений момент інерції обертючих мас (ротор електродвигуна, вали, муфта, рухомі деталі насоса); n – кількість елементів циклу.

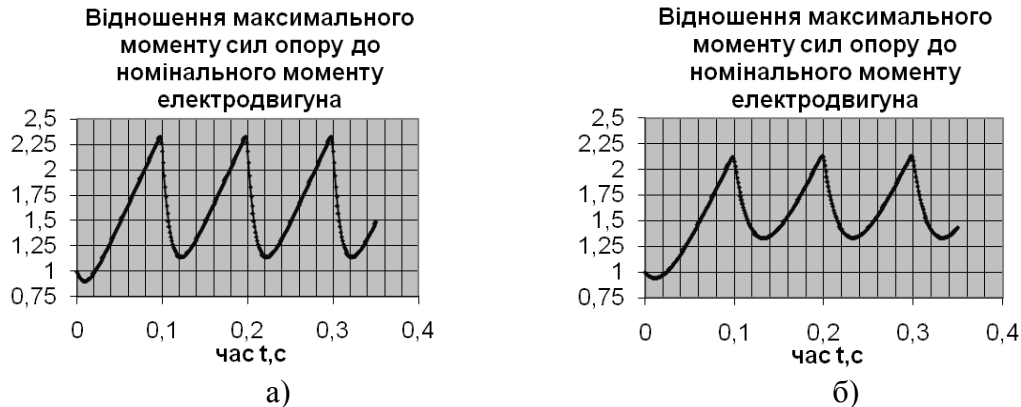


Рис. 9. Розрахункові графіки співвідношення максимального та номінального моментів на валу електродвигуна при частоті імпульсів тиску в гідроімпульсному приводі 10 Гц: а) – $L_{\text{max}}/M_n = 2,3$, $I_l = 0,13 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; б) – $L_{\text{max}}/M_n = 2,1$, $I_l = 0,29 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

З розрахункових графіків видно, що нерівномірне навантаження електродвигуна приводу зумовлює його роботу з коефіцієнтами перевантаження, (рис. 9, а) та нерівномірності обертання вала (рис. 10, а), значення яких вище допустимих. Це зумовлює необхідність збільшення інерційних параметрів обертючих мас електромеханічної частини для забезпечення роботи електродвигуна без перевантажень (рис. 9, б) та з заданим коефіцієнтом нерівномірності (рис. 10, б). Також встановлено, що під час проектування гідроімпульсних приводів немає необхідності досліджувати всі його робочі режими, а достатньо розглянути режими роботи з найбільшою частотою імпульсів.

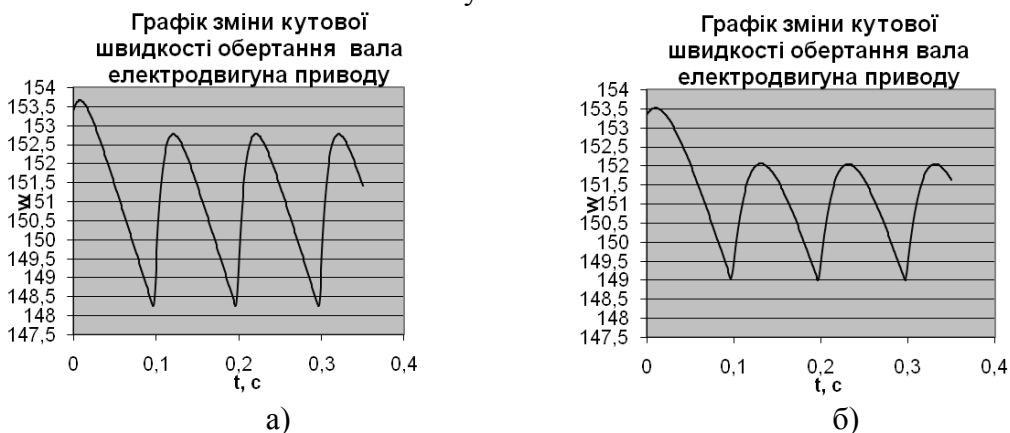


Рис. 10. Розрахункові графіки зміни кутової швидкості обертання вала електродвигуна при частоті імпульсів тиску в гідроімпульсному приводі 10 Гц: а) – $\delta = 0,029$, $I_l = 0,13 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; б) – $\delta = 0,0203$, $I_l = 0,29 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

Четвертий розділ роботи присвячено підтвердженню проведених теоретичних досліджень результатами експериментальних досліджень прототипу вібраційної установки розробленого на базі дослідної установки (див. рис. 1).



Рис. 11. Елементи вимірювального комплексу: а – аналого-цифровий перетворювач Е14-140; б – датчик тиску ADZ-SML-10.0; в – датчик тиску KOBOLD SEN 8701-165; г – датчик переміщень TURK Ni8-M18-LiU

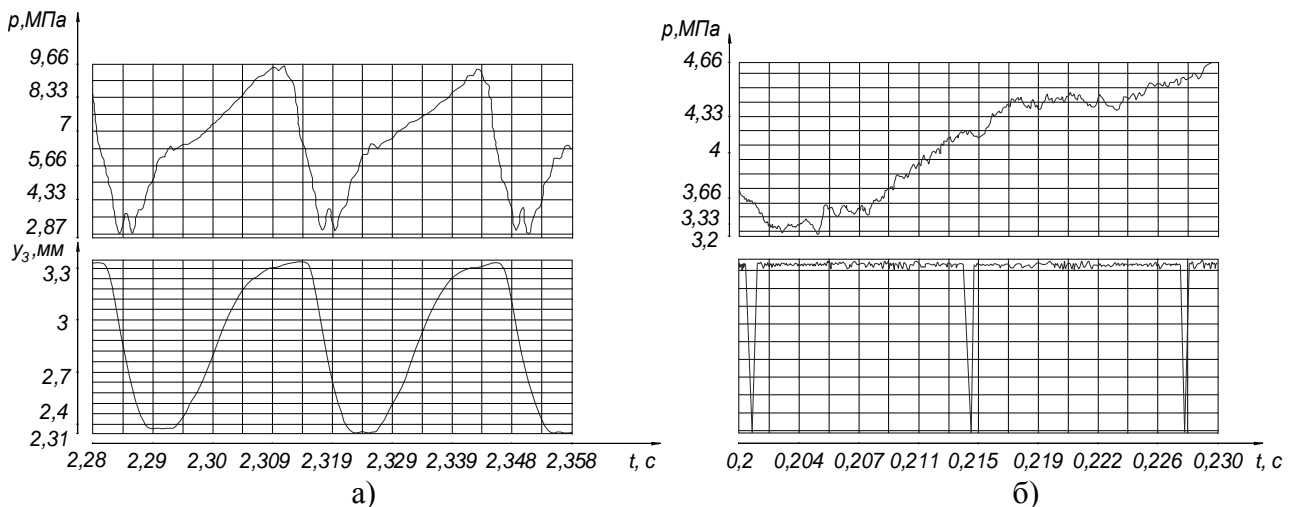


Рис. 12. Осцилограми зміни тиску в порожнині головного циліндра гідроімпульсного приводу та переміщення вібраційної ланки експериментальної установки (а) і зміни тиску в напірному об'ємі приводу та періоду обертання вала електродвигуна (б)

Для проведення експериментів було розроблено вимірювальний комплекс для дослідження робочих режимів вібраційного обладнання до складу якого було включено, персональний комп'ютер, аналого-цифровий перетворювач сигналів моделі Е14-140 (рис. 11,а) та цифрові датчики тиску ADZ-SML-10.0 (рис. 11,б), KOBOLD SEN 8701-165 (рис. 11,в) і переміщень TURK Ni8-M18-LiU (рис. 11,г). Використання цифрового обладнання дозволило провести основні вимірювання з похибкою 1,6 %.

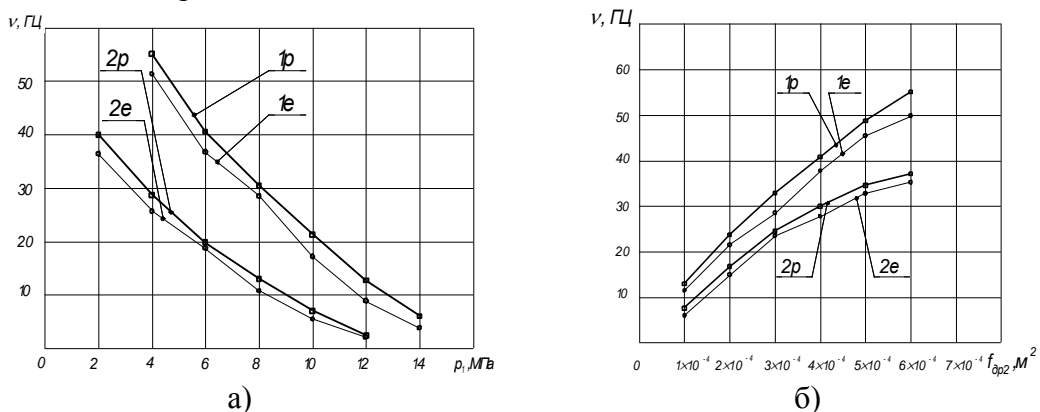


Рис. 13. Співставлення розрахункових (р) та експериментальних (е) залежностей робочої частоти гідроімпульсного приводу: а) 1 - $Q_n=1,1 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $f_{dp2}=6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; 2 - $Q_n=0,9 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $f_{dp2}=6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; б) 1 - $Q_n=1,1 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $p_1=4 \text{ МПа}$; 2 - $Q_n=0,9 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $p_1=4 \text{ МПа}$

В результаті співставлення розрахункових залежностей зміни параметрів робочих режимів установки отриманих з використанням математичного пакету Matlab із залежностями, що отримані на основі експериментальних осцилограм (рис. 12) встановлено, що максимальна невідповідність результатів склала 15% (рис. 13). Це дозволило зробити висновок, що всі припущення, які мали місце при складанні динамічних моделей та аналітичні залежності запропоновані для визначення величин робочих параметрів режимів роботи установки можуть мати місце і бути використані для проведення конструкторських розрахунків.

В п'ятому розділі дисертаційної роботи було розроблено методику проектного розрахунку електромеханічної частини гідроімпульсного приводу та запропоновано блок-схему алгоритму розрахунку електромеханічної частини гідроімпульсного приводу. Запропонований алгоритм розрахунку дозволяє одночасно визначити зміну кутової швидкості обертових мас електромеханічної системи, моменту сил опору на валу гідронасоса, що може бути використано при проведенні розрахунків на міцність та надійність елементів приводу.

Слід відзначити, що дана методика може бути використана для проведення як проектних, так і перевірочних розрахунків не тільки гідроімпульсних приводів, і гідроприводів інших типів, що мають циклічний режим зміни робочих навантажень, який описується відповідними циклограмами зміни робочого тиску на виході з гідронасоса чи на виконавчій ланці.

Запропоновано принципову гідрокінематичну схему вібраційної установки для зневоднення відходів харчових переробних виробництв захищену декл. пат. України №13226, що дозволить забезпечити безперервний процес зневоднення і може бути взята за основу нового промислового обладнання.

Проведено попередній розрахунок очікуваного економічного ефекту від впровадження результатів дисертаційної роботи, який в середньому складе 208 грн. на тоні сухого жому цукрового буряка.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі отримано розв'язок актуальної науково-технічної задачі – створення нового гідроімпульсного приводу вібраційного обладнання для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв з метою зниження загальних енергозатрат на отримання сухих кормів.

Основні наукові та практичні результати, отримані в роботі, такі:

1. За результатами аналізу відомих технологічних процесів зневоднення жому цукрового буряка, як вторинного продукту цукрового виробництва, та відповідного обладнання визначено, що для зменшення енергетичних витрат і, відповідно, собівартості зневодненого жому, як готового продукту, необхідно підвищити ефективність процесів його механічного зневоднення.

2. Експериментально обґрунтовано більш високу ефективність вібраційного та віброударного способів механічного зневоднення в порівнянні з існуючими способами механічного зневоднення, а також визначено, найбільш технологічно ефективним режимом є режим зневоднення з накладанням вібрацій частотою 50 Гц і тиском в робочих порожнинах циліндрів приводу статичного навантаження – 0,5 МПа та гідроімпульсного приводу – 4 МПа, який дозволяє отримати зневоднений продукт з вмістом сухих речовин 31,4%..

3. Встановлено, що для реалізації процесів механічного зневоднення доцільно використовувати схему навантаження з нижнім розташуванням вібраційної ланки.

4. Розроблено гідроімпульсний привод з новим кульковим двокаскадним генератором імпульсів тиску з автоматичним дроселем та обґрунтовано вибір схеми його підключення «на виході».

5. За аналізом структурної схеми гідроімпульсного приводу складено динамічні та математичні моделі прямого і зворотного переміщень його рухомих елементів. За допомогою

числового аналізу з використання прикладної програми Simulink математичного пакету Matlab на ПЕОМ було отримано розрахункові залежності частоти спрацювання приводу та зміни в часі поточних координат рухомих ланок і деформації гідравлічної ланки від тиску спрацювання генератора імпульсів тиску, сумарного технологічного навантаження, подачі гідронасоса приводу і площі прохідного перерізу дроселя сервопривода.

6. За структурною схемою електромеханічної частини гідроімпульсного приводу складено математичну модель руху її обертових частин та на основі осцилограми зміни тиску в напірній частині приводу досліджено нерівномірність їх руху. Визначено, що в окремі періоди циклу спрацювання гідроімпульсного приводу його електромеханічна частина працює з недопустимим перевантаженням для усунення якого необхідно збільшувати її інерційні параметри.

7. Експериментальними дослідженнями дослідного зразка вібраційного обладнання доведено, що використання нового кулькового двокаскадного генератора імпульсів тиску дозволяє забезпечити роботу установки в найбільш технологічно ефективних режимах вібраційного і віброударного навантаження.

8. Згідно порівняння розрахункових і експериментальних залежностей зміни частоти спрацювання гідроімпульсного приводу виявлено максимальні розбіжності, які не перевищують 15%, що з врахуванням сумарної похибки дослідного комплексу 1,6% дозволяє стверджувати про правомірність прийнятих припущень і адекватність математичної моделі реальному приводу.

9. На основі досліджень нерівномірності роботи електромеханічної частини гідроімпульсного приводу розроблено методику її проектного розрахунку, що може бути використана як під час проектування нового обладнання з гідроімпульсним приводом, так і обладнання з гідравлічними приводами із встановленими циклічними режимами роботи.

10. Конструкторська документація на новий кульковий двокаскадний генератор імпульсів тиску та інші матеріали роботи передані для впровадження на СП «Галка Лтд» і ТОВ «Моївський цукор».

11. Згідно попередніх розрахунків очікуваний економічний ефект від впровадження результатів роботи складе 208 грн. на тоні сухого жому.

СПИСОК ПРАЦЬ ОПУБЛІКОВАНИХ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Поліщук О.В. Вібраційна установка для зневоднення відходів харчових переробних виробництв / Р.Д. Іскович-Лотоцький, О.В. Поліщук // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. – Вінниця : ВДАУ. – 2006. – №1. – С. 44–49.

2. Поліщук О.В. Експериментальна установка з ідроімпульсним приводом для вібраційного зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв / Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.Р. Обертюх, І.В. Севостьянов, О.В. Поліщук // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – № 2. – С. 91 – 94.

3. Поліщук О.В. Особливості віброударного зневоднення продуктів переробних виробництв / І. В. Севостьянов, Р. Д. Іскович-Лотоцький, О.В. Поліщук // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник. – Луцьк : ЛДТУ, – 2007. – № 20. – С. 443–446.

4. Поліщук О.В. Дослідження роботи електромеханічної частини гідроімпульсного приводу вібраційного обладнання / Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.Р. Обертюх, О.В. Поліщук // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2008. – № 2. – С. 71 – 75.

5. Поліщук О.В. Обґрунтування ефективності застосування віброударних та вібраційних процесів в харчовій переробній промисловості / Р.Д. Іскович-Лотоцький, І.В. Севостьянов, О.В. Поліщук // Вібрації в техніці та технологіях. – 2008. – № 3. – С. 75 – 82.

6. Поліщук О.В. Методика проектного розрахунку електромеханічної частини гідроімпульсного приводу вібраційного обладнання // Іскович-Лотоцький Р.Д., Обертюх Р.Р., Поліщук О.В. // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 1(53). – С.32–35.

7. Поліщук О.В. Кульковий двокаскадний генератор імпульсів тиску // О.В. Поліщук // Вібрації в техніці та технологіях. – 2010. – № 1(57). – С.109–112.

8. Декл. Пат. 67210А Україна, МПК⁷ В 30 В 9/18. Шнекова гідроімпульсна машина для неперервного зневоднення вологих мас / Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.Р. Обертюх, Ю.В. Булига, В.Д. Андрощук, О.В. Поліщук; Заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет.– №2003087545; заявл. 11.08.2003.; опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6.

9. Декл. Пат. 9099 Україна, МПК⁷ В 30 В 9/18. Гідроімпульсна вібропресмашина для неперервного зневоднення вологих мас / Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.Р. Обертюх, О.В. Поліщук; Заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет.– №u20041210863; заявл. 28.12.2004.; опубл. 15.09.2005, Бюл. № 9.

10. Декл. Пат. 13226 Україна, МПК⁷ В 30 В 9/18(2006.01). Вібропресмашина з гідроімпульсним приводом для неперервного зневоднення вологих мас / Р.Д. Іскович-Лотоцький, О.В. Поліщук; Заявник та патентовласник Вінницьк. нац. техн. університет.– №u200509559; заявл. 11.10.2005.; опубл. 15.03.2006, Бюл. № 3.

11. Патент на корисну модель № 46373 Україна, МПК⁷ В 30 В 9/18. Кульковий двокаскадний генератор імпульсів тиску / Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.Р. Обертюх, М.Р. Архипчук, О.В. Поліщук; Заявник та патентовласник Вінницьк. нац. техн. університет.– №u200902968; заявл. 30.03.2009; опубл. 25.12.2009, Бюл. № 3.

АНОТАЦІЯ

Поліщук О.В. Гідроімпульсний привод вібраційної установки для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство. – Вінницький національний технічний університет. – Вінниця, 2011.

Робота присвячена задачі підвищення ефективності технологічних процесів переробки вторинних продуктів харчових переробних виробництв на основі результатів досліджень різних способів їх механічного зневоднення та розробки нового гідроімпульсного приводу для вібраційного обладнання для механічного зневоднення цих продуктів. Показано більш високу технологічну ефективність використання вібраційного способу механічного зневоднення. Визначено найбільш технологічно ефективні режими вібраційного зневоднення жому цукрового буряка. Обґрунтовано вибір інерційної схеми навантаження. Розроблено нову конструктивну схему кулькового двокаскадного генератора імпульсів тиску для реалізації найбільш технологічно ефективних режимів вібраційного зневоднення. Складено і досліджено математичну модель гідроімпульсного приводу з новим генератором імпульсів тиску. Дослідження проведено з використанням комп'ютерної програми, створеної на основі пакету Matlab. Експериментально підтверджено адекватність математичної моделі. Розроблено методику розрахунку електромеханічної системи гідроімпульсного приводу.

Ключові слова: вторинні продукти харчових переробних виробництв, гідроімпульсний привод, статичне навантаження, вібраційне навантаження, динамічна модель, тиск, частота.

АННОТАЦИЯ

Поліщук О. В. Гидроимпульсный привод вибрационной установки для обезвоживания вторичных продуктов пищевых перерабатывающих производств. Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – машиноведение. – Винницкий национальный технический университет. – Винница, 2011.

Диссертационная работа посвящена повышению эффективности технологических процессов переработки вторичных продуктов пищевых перерабатывающих производств на основе результатов исследований разных способов их механического обезвоживания и

разработки нового гидроимпульсного привода для вибрационного оборудования предназначенного для механического обезвоживания этих продуктов.

Исследован характер изменения абсолютной деформации слоя жома сахарной свеклы и содержания сухих веществ в нём в условиях действия статических и вибрационных нагрузок, и обоснована высокая технологическая эффективность вибрационного и виброударного способов механического обезвоживания этого вторичного продукта сахарного производства.

Определены наиболее технологически эффективные режимы вибрационного обезвоживания жома сахарной свеклы. Обоснован выбор инерционной схемы нагружения и предложена принципиальная гидрокинематическая схема вибрационной установки для обезвоживания отходов пищевых перерабатывающих производств. Разработана новая конструкция шарикового двухкаскадного генератора импульсов давления гидроимпульсного привода для реализации наиболее технологически эффективных режимов вибрационного обезвоживания.

Составлены динамическая и математическая модели гидроимпульсного привода с новым двухкаскадным генератором импульсов давления. На основе расчетов проведенных с помощью компьютерной программы, составленной на основе математического пакета Matlab, определено, что данный привод позволит обеспечить работу оборудования в наиболее технологически эффективных режимах. Предложено использование циклограмм изменения давления в напорной части гидроимпульсного привода, как исходных данных, для анализа математической модели его электромеханической части в виде уравнения изменения кинетической энергии вращения вала электродвигателя, с целью исследования влияния частотных параметров рабочих режимов на ее работу.

Проведены исследования на экспериментальной вибрационной установке для обезвоживания вторичных продуктов с новым шариковым двухкаскадным генератором импульсов давления, которые подтвердили адекватность математической модели и позволили определить влияние конструктивных и настраиваемых параметров на частотные режимы работы оборудования, а также обосновать необходимость увеличения инерционных параметров вращающихся масс электромеханической части гидроимпульсного привода.

Разработано методика расчета электромеханической части гидроимпульсного привода на основе циклограммы изменения рабочего давления в его напорной части и предложено новые конструктивные схемы вибрационного оборудования для обезвоживания вторичных продуктов пищевых перерабатывающих производств.

Ключевые слова: вторичные продукты пищевых перерабатывающих производств, гидроимпульсный привод, статическая нагрузка, вибрационная нагрузка, динамическая модель, давление, частота.

ABSTRAKT

Polishchuk A.V. The hydraulic impulse drive of oscillation equipment for afterproducts of food processing productions dewatering. – A manuscript.

Dissertation on completion of graduate degree of candidate of engineering science in speciality 05.02.02 - engineering science. – Vinnytsia National Technical University. Vinnytsia, 2011.

Dissertation devoted to scientific problem of increasing technological processes of processing of afterproducts of food processing productions efficiency based on results of researches of different mechanical dewatering methods. Character of changes of sugarbeet bagasse deformation and humidity in the conditions of action of the static and oscillation loadings is investigated. Higher technological efficiency of oscillation and vibroshock methods of mechanical dehydration is grounded. The most effective modes of oscillation dehydration of bagasse of sugar beet are certain. The choice of the inertial loading scheme is grounded and the principle gidro-kinematics chart of the oscillation setting is offered. A new construction of ball-shaped two-stage pressure generator for realization of the most effective modes of oscillation dewatering is developed. The dynamic and mathematical models of hydraulic impulse drive with new ball-shaped two-stage pressure generator

are composed. Composed models are simulated using mathematical program Matlab. Theoretical dependences of frequency parameters of drive are received and grounded experimentally. A new method electro-mechanics system calculation developed.

Keywords: frequency, hydraulic impulse drive, static loadings, oscillation loadings, dynamic model, pressure, afterproducts of food processing productions.