

УДК 621.313: 621.929.2.7

doi:10.20998/2413-4295.2016.18.05

ОСОБЛИВОСТІ ПРИВОДНИХ СИСТЕМ ЕКСТРАКЦІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ З КОЛИВАЛЬНИМ ЕФЕКТОМ РОБОЧОГО СЕРЕДОВИЩА

**В. Л. ЗАВ'ЯЛОВ¹, В. С. КОСТЮК², В. С. БОДРОВ¹, Є.В. КОСТЮК², Т.Г. МИСЮРА^{1*},
Ю.В. ЗАПОРОЖЕЦЬ¹, Н.В. ПОПОВА³**

¹ Кафедра процесів і апаратів харчових виробництв, Національний університет харчових технологій, м. Київ, УКРАЇНА

² Кафедра технічної механіки і пакувальної техніки, Національний університет харчових технологій, м. Київ, УКРАЇНА

³ Кафедра експертизи харчових продуктів, Національний університет харчових технологій, м. Київ, УКРАЇНА

*email: Taras_as@i.ua

АНОТАЦІЯ Викладено аналіз використання різних типів вібраційних приводів та наведено можливості їх застосування в апаратах і обладнанні для проведення процесів віброекстрагування сировини харчового призначення. Розглянуто витрати енергії на проведення процесу екстрагування із застосуванням електромеханічного кривошипно-шатунного та безшатунного ексцентрикового приводу.

Ключові слова: вібраційний привод, коливальні процеси, робоче середовище, коливальний ефект, загальні та її складові витрати енергії, частота та амплітуда коливань

FEATURES OF PRIVATE EXTRACTION EQUIPMENT WITH VIBRATIONAL EFFECT WORKSPACE

**V. ZAVIALOV¹, V. KOSTYUK², V. BODROV¹, E. KOSTYUK², T. MYSYURA^{1*},
Y. ZAPOROZHETS¹, N. POPOVA³**

¹ Department of Processes and Apparatus for Food Production, National University of Food Technologies, Kyiv, UKRAINE

² Department of Technical Mechanics and Packaging Machinery, National University of Food Technologies, Kyiv, UKRAINE

³ Department of Foodstuff Expertise, National University of Food Technologies, Kyiv, UKRAINE

*email: Taras_as@i.ua

ABSTRACT Introduction. In the food industry to extract soluble substances from plant material used efficiently process vibroextractions using suitable devices of various designs. The aim of this report is to present the results of the analysis of a sufficiently large number of references on the vibration characteristics of drive systems extraction equipment.

Materials and methods. Drivers that generate oscillatory movement is an integral part of vibrating devices. There are several ways and means of vibration excitation, including: depending on the type of energy used to excite vibrations vibrofeeders distinguish between mechanical, electrical, pneumatic and hydraulic; kind of driving force - inertial, Eccentric, electromagnetic, pneumatic and hydraulic; in design - inertial (debalance), Crank (Eccentric) and electromagnetic piston (pneumatic and hydraulic); from the viewpoint of regulation of drive distinguish drive and uncontrollable. Adjustable vibration amplitude; the nature of regulation - drive smooth and step regulation. Classification of vibration drives containing the following ways excitation vibrations: mechanical, eccentric; hydraulic, inertia, electromagnetic, pneumatic.

Results and Conclusions. Analysis of vibration excitation methods allowed to formulate the advantages and disadvantages of known types Vibration actuators. Performed Searches classification study to optimize the methods and ways of using vibration actuators.

Keywords: drive vibration, oscillation, workspace oscillatory effect, its components and the general cost of energy, frequency and amplitude

Вступ

В харчовій промисловості для добування розчинних речовин з рослинної сировини шляхом вилучення одного або кількох компонентів за допомогою відповідного розчинника широко використовується процес екстрагування. Зокрема, він знаходить своє застосування у виробництві цукру, олії, ефірних олій, вин, пива, крохмалю, розчинних кави і чаю тощо. Великий асортимент сировини і різноманітні властивості її структур, що піддаються екстрагуванню, характеризуються відповідно і різними конструкціями екстракторів. Складність процесу екстрагування обумовлюється фізико-механічними і реологічними характеристиками

двофазових систем і відповідно вирішується у різних способах та апаратах періодичної та безперервної дії. Порівняно з традиційними способами до сьогодні найбільш ефективним вважається процес віброекстрагування із застосуванням відповідних пристроїв різних конструкцій [4, 5].

Енергія коливань таких пристроїв з керованими частотами та амплітудами надходить зокрема від приводів різних конструкцій та принципів дії, тому метою даної статті є проаналізувати особливості приводних систем екстракційного обладнання з коливальним ефектом робочого середовища із застосуванням вібраційних приводів.

Мета роботи

Аналіз особливостей процесів екстрагування з використанням коливального ефекту робочого середовища завдяки використанню вібраційних приводів [1-7].

Матеріали та методи

По мірі розвитку техніки спостерігається все більше використання коливань та вібрацій. Коливальні процеси супроводжують створення нової техніки різностороннього характеру і дії. Технологічні процеси, пов'язані з механічним впливом на матеріал або виріб, як правило, потребують достатньо великих сил. Ці сили можуть бути прикладені різними способами: статично (або майже статично), чи динамічно у вигляді імпульсів, що періодично повторюються. Роль збудника періодичних імпульсів ефективно виконує вібрація. Ця особливість підтверджує актуальність задач дослідження і розроблення нових машин та апаратів, що найбільш повно задовольняють різноманітним вимогам процесів та виробництв. Зокрема, використання вібраційного приводу для екстрагування, де має місце взаємодія рідких і твердих фаз, або одних тільки рідких. Тут розрізняють екстракцію твердих тіл і екстракцію рідин. В харчовій промисловості мають місце ці два види екстракції, але особливо широке розповсюдження отримала екстракція в системі тверде тіло – рідина.

Результати і обговорення

Приводні механізми, які генерують коливальний рух, є невід'ємною складовою вібраційних апаратів. Зокрема, запропоновані різні апарати для технологічних процесів, що протікають у віброкиплячому шарі сипкого матеріалу в газовому середовищі. Технологічні процеси у віброкиплячому

шарі ведуть до значного їх прискорення, підвищення якісних показників, зменшення розмірів апаратів.

Менше уваги приділяється використанню віброкиплячого шару в рідкому середовищі, так як у цих випадках, як правило, великий ефект дає вібраційний вплив на більш значний об'єм суспензії в камері апарата. В рідких середовищах ефективним способом інтенсифікації технологічного процесу є вібраційне перемішування, яке може здійснюватися різними способами. Один з них – вібраційне збудження безлічі затоплених турбулентних струменів в робочому об'ємі рідини [8].

Існує декілька способів і засобів збудження вібрації, що використовується в технологічних процесах [9-10].

В залежності від виду енергії, що використовується для збудження вібрацій, розрізняють віброзбудники механічні, електричні, пневматичні і гідравлічні, від роду рушійної сили – інерційні, ексцентрикові, електромагнітні, пневматичні і гідравлічні.

Різноманітність типів і модифікацій вібраційних машин, а також умов їх використання обумовлює наявність ряду специфічних вимог до принципового влаштування, конструктивного виконання і експлуатаційних характеристик приводів – віброзбудників.

За конструкцією віброзбудники поділяються на 4 основні групи: інерційні (дебалансні), кривошипно-шатунні (ексцентрикові), електромагнітні і поршневі (пневматичні і гідравлічні).

З точки зору можливості регулювання привода розрізняють привод з регульованою і нерегульованою амплітудами коливань. Регульований у свою чергу поділяється на регульований без зупинки машини, і привод, регульований в неробочому стані машини. За характером регулювання розрізняють приводи з плавним і ступінчастим регулюванням. Класифікація вібраційних приводів наведена у таблиці 1.

Від правильного вибору типу і конструкції приводу залежать техніко-економічні показники роботи апарата.

Таблиця 1 – Класифікація віброприводів

| | | | | |
|---------------------------|---|------------------|----------------------|----------------------|
| Вид енергії | Механічна | Електрична | Пневматична | Гідравлічна |
| Рушійна сила | Інерційна | Електромагнітна | Пневматична | Гідравлічна |
| Конструкція віброзбудника | Інерційні (дебалансні), Кривошипно-шатунні (ексцентрикові) | Електромагнітні | Поршневі пневматичні | Поршневі гідравлічні |
| Тип приводу | Механічний | Електричний | Пневматичний | Гідравлічний |
| | | Електромагнітний | | |
| | Комбінований | | | |
| Спосіб збудження | Механічний | Електромагнітний | Пневматичний | Гідравлічний |
| | Комбінований | | | |
| Вид регулювання | Регульований | Нерегульований | | |
| Характер регулювання | Ступінчастий | Плавний | | |
| Форма коливань | Прямолінійні, кругові, еліптичні, прямокутні, комбіновані | | | |
| Вид вібрації | Лінійна, плоска, просторова, кутова або оберտальна, комбінована | | | |

Механічний спосіб збудження вібрації здійснюється механічними вібраторами. Елементарний з них – це дебалансний вібратор, що представляє собою ексцентрик, при обертанні якого виникають кругові відцентрові сили, які передаються на об'єкт. Часто використовуються кривошипно-шатунні або відцентрові (дебалансні або інерційні) типи. Відцентровий тип приводу виділяється простотою конструкції та універсальністю з використанням в діапазоні частот 150...500 с⁻¹, амплітуд $(0,5...3) \cdot 10^{-3}$ м. Верхня межа робочих частот обмежується критичною частотою підшипників кочення.

В *ексцентриковому віброприводі* використовується принцип перетворення обертального руху вала у поступальний за рахунок диску або циліндра, насадженого на вал із зміщенням своєї осі відносно осі вала. Він може комплектуватися як жорстким (забезпечує робочий орган постійною амплітудою коливань у всьому діапазоні роботи), так і пружним шатуном (створює м'які умови пуску і більш легке налаштування на власну частоту коливань системи). Дозволяє створювати великі амплітуди коливань і збуджуючі сили за невисоких частот обертання приводного вала; використовується у низькочастотних машинах.

Гідравлічний привід теж може створювати великі збуджуючі сили за великих розмахів коливань, маючи досить компактну конструкцію; є найбільш ефективним у машинах великої довжини і продуктивності. В поршневих віброприводах збуджуюча сила створюється за рахунок енергії рідини. Передача цієї сили робочому органу вібромашини, з'єднаному із штоком циліндра, може виконуватися безпосередньо (активно), шляхом подачі змінного тиску в порожнину циліндра або реактивно, – внаслідок зворотно-поступального руху поршня чи іншого елемента, що його замінює.

Інерційний привід представляє собою конструкцію із ряду валів з дебалансами, механічно зв'язаних між собою, які приводяться в рух зовнішнім двигуном. В ньому збуджуюча сила створюється обертанням однієї або декількох не зрівноважених мас. Ця сила може бути такою, що обертається, тобто безперервно змінює свій напрям, або стало направлена. У віброзбудниках з направленою збуджуючою силою остання постійно діє в одному і тому ж напрямку і змінюється тільки за величиною. У спеціальних типах інерційних віброзбудників створюється збуджуючий крутний момент або різні види комбінації збуджуючих сил і крутних моментів. Інерційний привід доцільно використовувати у обладнанні, що експлуатується за середніх частот коливань 12...25 Гц. За високих частот тут значно збільшуються опорні реакції у підшипниках, що веде до їх швидкого виходу із ладу або до необхідності встановлення великогабаритних підшипників. Інерційний привід дозволяє отримати великі збуджуючі сили при невеликих габаритах і масі

привода, та є незамінним в потужних машинах невеликої довжини з амплітудою коливань 2...5 мм, в тому числі з використанням для матеріалів, схильних прилипати до робочого органу. Недоліком тут є тривалий час пуску і вибігу, що обмежує його використання в деяких процесах, наприклад, дозування.

Для однонаправленої вібрації, що діє строго по одній осі і має синусоїдальний закон у часі, використовують симетрично розміщені відносно осі ексцентрики, які обертаються у різні напрями. При складанні сил, діючих вздовж цих ексцентриків, отримується сила, що діє вздовж прямої за синусоїдальним законом.

Електромагнітний вібропривод за принциповим влаштуванням відноситься до двомасових систем і, відповідно, представляє систему з двома ступенями вільності. Сила збурення створюється магнітним полем, що утворюється при проходженні через обмотку вібратора змінного або пульсуючого струму. Складається з магнітопроводу, що включає статор і якір, набраних з листової електротехнічної сталі, однієї або декількох обмоток і пружинної системи.

За дією віброзбудники розділяють на однокатні (один електромагніт і збуджуюча сила діє тільки в одну сторону; зворотній хід здійснюється під дією відновлюючої сили пружної системи) і двокатні (два електромагніти).

Такий привід є найбільше ефективним для високочастотних машин та апаратів, які працюють за невеликих амплітуд коливань (0,5...3 мм). За своїм принциповим влаштуванням є більш досконалий у порівнянні з іншими. Якщо у більшості типів приводів відбувається перетворення обертального руху у зворотно-поступальний, то тут таке досягається безпосередньо без будь яких проміжних механізмів. Він не має вузлів тертя і підшипників, які піддаються високим динамічним навантаженням. Використовується у випадках коротких ділянок, які потребують вібраційного збудження (дозатори, бункери живильників). Недоліком такого приводу є чутливість до коливань напруги і навантаження. Для запобігання цьому слід використовувати електромагнітний привід з автоматичним регулюванням.

Пневматичний привід представляє собою пневматичний поршневий збуджувач у вигляді циліндра, всередині якого переміщується поршень. Розподілення стиснутого повітря відбувається за допомогою системи отворів, що знаходяться на циліндрі вібратора і жолобків на поршні. Такий віброзбуджувач доцільно використовувати в низькочастотних коливальних системах. Зустрічається реактивного (збуджуюча сила передається машині реактивно під впливом сил інерції, які виникають за переміщення поршня) і активного типів (поршень зі штоком з'єднаний з

вібраційною машиною). За принципом дії діляться на пульсаційні і автоколивальні.

Як видно з таблиці 2 кожен вид приводу вібратора має свої певні переваги та недоліки, від яких і залежить їх застосування. Слід відзначити, що механічний тип вібратора характеризується простотою конструкції, високою надійністю, відсутністю стрибків амплітуди коливань при запуску чи зупинці і дозволяє створювати різні за напрямом вібраційні коливання.

Останнім часом все ширше застосовуються комбіновані приводи. До них належать пневмо-вакуумний, пневмо-механічний, пневмо-гідралічний, гідро-механічний, електро-гідралічний, електро-механічний та ін.

В загальному до переваг вібраційного приводу можна віднести легкість його в обслуговуванні та експлуатації, високу довговічність і надійність роботи в самих різних умовах, ремонтпридатність і взаємозамінність вузлів, можливість суміщення транспортних операцій з одночасним виконанням деяких технологічних операцій.

Не дивлячись на те, що в літературі висвітлюються різні методи і пристрої для збудження коливань з необхідними параметрами і формою, але

відсутні відомості, які стосуються використання конкретного вібраційного приводу відносно застосування в процесах екстрагування.

Привод вібраційної машини може надавати коливальні рухи її робочим органам з частотою меншою, рівною або більшою власної частоти системи. Тоді, відповідно, апарат буде працювати в дорезонансному, резонансному або надрезонансному режимі. Резонансні пристрої використовуються нечасто у зв'язку із складністю налаштування і підтримання цього режиму. Дорезонансні – працюють при малих прискореннях вібрації (до 5 g) на низьких частотах 10...12 Гц і великих амплітудах 5...8 мм.

Найбільш широке використання мають електромеханічні і електромагнітні приводні механізми [11].

Електромеханічні приводи використовуються для генерації коливань з частотою 1...25 с⁻¹ і амплітудами до 15...20 мм. Такі механізми мають кривошип і вузол, який трансформує обертальний рух кривошипа у зворотно-поступальний рух штока або штанги з дисками насадки. В якості кривошипа зазвичай використовуються вали або планшайби з ексцентрично закріпленими пальцями або вантажем.

Таблиця 2 – Характеристики різних типів приводів вібратора

| Тип приводу вібратора | Переваги | Недоліки |
|--------------------------|--|---|
| <i>Пневматичний</i> | - Простота конструкції та обслуговування; - Висока експлуатаційна надійність; - Економічність; - Пожегобезпечність; - Здатність передавати пневмоенергію на великі відстані; - Багатофункціональність одного приладу. | - Існує ризик травматизму внаслідок вибухового розриву; - Можливість обмерзання пневмосистеми внаслідок нагрівання й охолодження повітря; - Необхідність використання компресора як джерела стисненого повітря. |
| <i>Гідралічний</i> | - Простота керування та автоматизації; - Безступінчасте регулювання швидкості у широкому діапазоні; - Висока експлуатаційна надійність; - Стійкість до перевантажень. | - Чутливість до перепаду температур; - Потреба забезпечення герметичності порожнин, які знаходяться під тиском; - Необхідність використання насосної гідростанції. |
| <i>Електро-магнітний</i> | - Забезпечення строго сталої частоти коливань. | - Відносно невелика продуктивність. |
| <i>Електричний</i> | - Незначна вібрація опори; - Висока експлуатаційна надійність; - Можливість задавання керованих параметрів вібрації на ходу. | - Відсутність великих стрибків амплітуди; Висока вартість електрообладнання; - Низька продуктивність; - Велика вага. |
| <i>Механічний</i> | - Забезпечення великої потужності; - Простота конструкції та обслуговування; - Мала чутливість до перевантажень; - Можливість застосування як при великих, так і при малих потужностях; - Експлуатаційна надійність. | - Необхідність надійної віброізоляції, через що значно збільшується вага; - Складність керування параметрами. |
| <i>Комбінований</i> | - Можливість поєднувати різні типи віброприводів з необхідними для певної галузі характеристиками. | - Висока вартість обладнання; - Чутливість до температур. |

Широке використання для створення вібраційних коливань насадок отримали шатунні електромеханічні приводні механізми. У такому приводі шатун є зв'язуючою ланкою між кривошипом і штангою, з'єднання яких зазвичай виконують за допомогою підшипників ковзання або кочення. З метою зменшення тангенціальних складових зусиль, що виникають внаслідок тиску шатуна на верхній кінець штанги робочого органу апарата, кращим є випадок, щоб довжина шатуна була значно (в декілька разів) більше радіуса кривошипа, а направляюча втулка, в якій розміщується верхній кінець штанги, розміщувалася якомога ближче до підшипника.

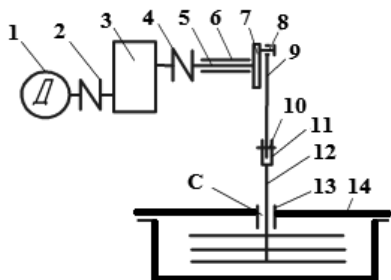


Рис. 1 – Схема електромеханічного кривошипно-шатунного привода

Для пониження частот обертання в таких приводах між електродвигуном і вихідним валом кривошипа встановлюють редуктор. Принципова схема електромеханічного кривошипно-шатунного привода наведена на рис. 1. Вал електродвигуна 1 за допомогою муфти 2 з'єднаний з вхідним валом редуктора 3, вихідний вал якого за допомогою муфти 4 з'єднаний з головним валом 5 привода, встановленим на підшипниках, розміщених у корпусі 6. На головному валу закріплена планшайба 7, що має ексцентрично встановлений палець 8. Шатун 9 одним кінцем з'єднаний з пальцем планшайби, тоді як другий кінець шатуна з'єднаний за допомогою пальця 10 з вильчастим наконечником 11 штанги 12, на якій розміщені робочі насадки 15. Безпосередньо близько від вильчастого наконечника штанга проходить через направляючу втулку 13, яка жорстко закріплена на кришці 14 апарата. Привод монтується на рамі, яку жорстко закріплюють на кришці апарата або окремо, а для виключення можливого потрапляння забруднень до апарата, використовують ущільнення штанги, наприклад, за допомогою сальника С.

Зміну амплітуди коливань насадки в апаратах з приводами потужністю 10 і більше кВт, а також в апаратах, приводи у яких мають колінчасті вали з двома корінними шийками, проводять шляхом зміни колінчастих валів, виготовлених з різними радіусами кривошипів.

Частоту коливань вібронасадки регулюють зміною числа обертів кривошипа. Останнє може досягатися шляхом зміни передаточного числа привода, замінюючи редуктори варіаторами.

Останнім часом знаходить широке використання регульований привод з використанням частотних перетворювачів, який дає можливість змінювати частоти обертання ведучої ланки без втручання в механічну частину привода.

Енергія, що витрачається приводом вібраційного апарата може бути представлена у вигляді складових: статичної потужності, що витрачається на піднімання рухомих частин тарілок (насадок), штоків, деталей кривошипно-повзунного механізму, кріпильних деталей); енергії, що витрачається на подолання сил інерції, які виникають при зворотно-поступальному переміщенні рухомих частин; енергії, що витрачається на подолання сил тертя робочих пристроїв (тарілок) за взаємодії з робочим середовищем в апараті, та сил тертя в елементах складових деталей привода. Відповідно, на шток апарата діє сила, що складається з аналогічних складових. Саме знання потрібної потужності та сили, діючої на шток, є необхідними для правильного вибору енергетичного обладнання і виконання розрахунків на міцність елементів екстракційного обладнання з коливальними ефектами в робочому об'ємі апарата [11].

Витрати енергії пов'язані з силою, що діє на шток (рис. 2), співвідношенням:

$$N = P \frac{dy}{dt}, \quad (1)$$

де N – загальні (сумарні) витрати енергії, Вт; P – загальна (сумарна) сила опору, діюча на шток, Н; t – тривалість періоду коливань, с.

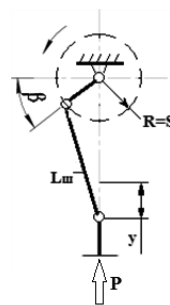


Рис. 2. – Геометричні характеристики кривошипно-шатунного привода: R – довжина кривошипа, що відповідає амплітуді коливань S ; $L_{ш}$ – довжина шатуна; β – поточний кут повороту кривошипа; y – сумарний шлях, пройдений системою за один оберт кривошипа

Загальна сила опору:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4. \quad (2)$$

Сила земного тяжіння рухомої системи – (P_1), яка складається з рухомої системи (тарілок) (P_T) і штока у зборі з кріпильними елементами та дистанційними втулками ($P_{Ш}$) із врахуванням сили, що виштовхує, яка діє на занурену в робоче середовище рухому систему може бути визначена:

$$P_1 = \frac{P_T + P_{III}}{\rho_c} (\rho_c - \rho_{cm}), \quad (3)$$

де ρ_c , ρ_{cm} – густина конструкційних матеріалів рухомої системи та робочого середовища у апараті.

Сила інерції – (P_2) рухомої системи визначається із виразу:

$$P_2 = \frac{P_1}{g} \cdot \frac{d^2 y}{dt^2}. \quad (4)$$

Силу гідравлічного опору – (P_3) рухомих тарілок можна визначити як

$$P_3 = \frac{F_T \cdot n_T}{2} \cdot \rho_{cm} \cdot \left(\frac{(1 - F_o^2)}{c_o^2 \cdot F_o^2} \right) \left(\frac{dy}{dt} \right)^2, \quad (5)$$

де F_T , F_o – відповідно площа тарілок та площа опору робочого середовища; c_o – коефіцієнт витрат, який залежить від форми отворів у тарілках, n_T – кількість тарілок в робочому об'ємі екстрактора.

Сила тертя в з'єднаннях ланок приводу – (P_4), яка наближено може бути представлена для кожної кінематичної пари виразом $P_4 = \Sigma(f \cdot N_n)$, де f – коефіцієнт тертя, який залежить від матеріалу ланок які контактують, та умов їх змащування; N_n – нормальна реакція в кінематичних парах приводу.

Враховуючи, що амплітуда коливань системи S дорівнює радіусу кривошипа R , за аналогією з вирішенням для пульсаційного апарата [2] шлях переміщення тарілок y в екстракційному апараті визначається рівнянням

$$y = S \left[\sin \beta - \frac{L_{III}}{S} + \sqrt{\left(\frac{L_{III}}{S} \right)^2 - \cos^2 \beta} \right]. \quad (6)$$

Похідні по часу (швидкість і прискорення) можна знайти, виходячи із залежності:

$$\beta = 2\pi \cdot n \cdot t, \quad (7)$$

де n – частота обертання кривошипа, c^{-1} ; t – тривалість повного оберту, с.

Для простих синусоїдальних коливань (при $S/L_{III} \rightarrow 0$) можна записати:

швидкість коливань

$$\frac{dy}{dt} = 2\pi n S \cos \beta; \quad (8)$$

прискорення коливань

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = -4\pi^2 n^2 S \sin \beta. \quad (9)$$

Із врахуванням останніх залежностей рівняння (4) і (5) приймають вигляд:

$$P_2 = -P_1 \frac{4\pi^2}{g} \cdot n^2 \cdot S \cdot \sin \beta, \quad (10)$$

$$P_3 = 2\pi^2 F_T n_T \rho_{cm} \left(\frac{(1 - F_o^2)}{c_o^2 \cdot F_o^2} \right) n^2 S^2 \cos^2 \beta. \quad (11)$$

Загальний вираз для сили, що діє на шток екстракційного апарата з коливальними рухами робочого середовища, відповідно до (2) без врахування сил тертя в кінематичних парах, та інших складових приводу має вигляд:

$$P = \frac{P_T + P_{III}}{\rho_c} \cdot (\rho_c - \rho_{cm}) \left(1 - \frac{4\pi^2}{g} n^2 S \sin \beta \right) + 2\pi^2 F_T n_T \rho_{cm} \left(\frac{(1 - F_o^2)}{c_o^2 \cdot F_o^2} \right) n^2 S^2 \cos^2 \beta. \quad (11)$$

Витрати енергії на забезпечення процесу екстрагування у віброекстракторі безперервної дії з тарілчастою рухомою системою

$$N = P \frac{dy}{dt} = P 2\pi n S \cos \beta. \quad (12)$$

В розгорнутому вигляді рівняння (12) має вигляд:

$$N = \left[\begin{array}{l} \frac{P_T + P_{III}}{\rho_c} (1 - \rho_{cm}) \times \\ \times \left(1 - \frac{4\pi^2}{g} n^2 S \sin \beta \right) + \\ + 2\pi^2 F_T n_T \rho_{cm} \frac{(1 - F_o^2)}{c_o^2 \cdot F_o^2} n^2 S^2 \cos^2 \beta \end{array} \right] 2\pi n S \cos \beta. \quad (13)$$

За рівняннями (11) і (13) можна вирахувати значення сумарної сили, що діє на шток і миттєвої потужності в любий момент часу. Середнє значення споживаної енергії можна визначити, проінтегрувавши вираз (12):

$$N_{cp} = \frac{1}{(t_2 - t_1)} \int_{t_1}^{t_2} N dt, \quad (14)$$

де $(t_2 - t_1)$ – інтервал часу вимірювання (визначення) витрат енергії, с.

Поряд із електромеханічним кривошипно-шатунним приводом знаходить використання і конструктивна заміна планшайби та пальця – на ексцентрик, що взаємодіє з штангою, на якій розміщені тарілки. Останнє виключає одну ланку – шатун та одну кінематичну пару – зв'язок шатуна з штангою. Таке спрощення конструкції приводить до використання різновидності кулачкового механізму, у якому, на відміну від певного профілю кулачка, використовується профіль кола, центр якого має деяке радіальне зміщення e (ексцентриситет). Профіль кола є більш технологічним, а геометричне або силове замикання і взаємодія його із опорною поверхнею штанги забезпечує виконання коливальних рухів. Зміна величини ексцентриситету та діаметрів кола дає

можливість отримувати необхідні амплітуди коливань робочого органу. В таких віброзбудниках за одного й того ж значення ексцентриситету e можна виконати ексцентрики, що мають різні діаметри D , d (рис. 3а, б), які будуть забезпечувати однакову величину переміщення (шлях рухомої системи штанги із закріпленими на ній тарілками).

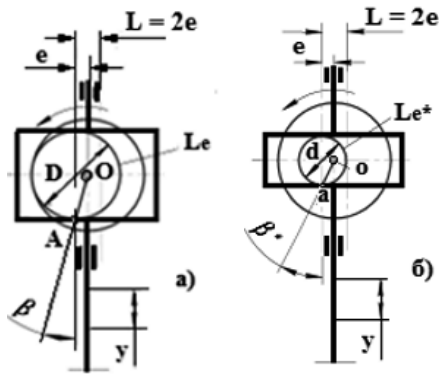


Рис. 3 – Схема кулачкового механізму

Аналіз порівняння наведеного вказує на різні швидкості V точок поверхні ексцентрика, що контактує з направляючою площиною штанги:

$V = OA(oa) \cdot \omega$ за постійної кутової швидкості обертання $\omega = \text{const}$, OA змінюється у діапазоні від $OA^{\min} = (D/2) - e$ до $OA^{\max} = (D/2) + e$.

При цьому, шлях контакту 2-х ланок на штанзі залишатиметься постійним – $L = 2e$, а шлях, який проходить поверхня ексцентрика, відповідно буде різним – $L_e = \pi D$ і $L_e^* = \pi d$. За рівних умов, випадок більшого діаметра (D) ексцентрика веде до інтенсивнішого зношування за більшої різниці швидкостей ланок, або траєкторій відносного переміщення характерних точок елементів контакту. З іншої сторони, збільшення діаметра ексцентрика веде до збільшення моменту опору, який виникає внаслідок тертя між робочою поверхнею ексцентрика та опорною поверхнею штанги. Для обох випадків останнє можна представити у вигляді:

$$M_o = P_4 \cdot OA \cos \beta$$

або
$$M_o^* = P_4 \cdot Oa \cdot \cos \beta^*$$

і
$$M_o^* < M_o; \quad P_4 = f \cdot N_n,$$

де N_n – нормальна реакція, яка дорівнює загальній силі (P), що діє на шток (штангу) екстракційного апарата.

Максимальне значення моменту опору буде відповідно визначатися:

$$M_o^{\max} = P_4 \cdot ((D/2) + e), \quad M_o^{*\max} = P_4 \cdot ((d/2) + e).$$

Наведене вказує на необхідність більших витрат енергії ($N = M_o \cdot \omega$) для розглядуваного випадку з більшим діаметром ексцентрика. Найкраще використання ексцентрикового приводу знаходиться при вирішенні оптимізаційної задачі (з врахуванням

відношення D/d) витрат енергії, металоємності та умов міцності ексцентрика за максимального навантаження.

Зменшення моменту опору може досягатися і за рахунок використання відповідних мастил та конструктивних елементів на робочій поверхні ексцентрика, або на опорній поверхні штанги.

Розглянута конструкція приводу має недолік, який пов'язаний із неможливістю зміни робочого ходу (амплітуди коливань), що потребує відповідно заміни ексцентрика. Для цього приводи вібраційних апаратів інколи оснащують звичайними валами, на яких закріплюють змінні ексцентрикові втулки. За використання планшайб передбачається можливість зміни положення ексцентрикового пальця, або ексцентрика з подальшою його фіксацією.

Зміна амплітуди коливань штанги в процесі безперервної роботи пов'язана з технічними складностями. Для цієї мети можуть використовуватися приводи, оснащені кулісними механізмами. Але вони є складними і коштовними, що обмежує їх використання. Заслуговує уваги конструкція кривошипа, в якого ексцентриситет можна змінювати без заміни деталей приводу. Таке влаштування забезпечується тим, що ексцентрикову втулку виконують так, щоб її можна повертати на шатунній шийці вала (яка має лиски) і фіксувати в певних положеннях. Для розширення меж зміни ексцентриситету кривошипа шатунну втулку вала інколи також виконують з ексцентриситетом.

Висновок

Проведений аналіз особливостей використання приводних систем екстракційного обладнання з коливальним ефектом в робочому середовищі вказує на можливість використання різноманітних існуючих конструкцій вібраційно-інерційних пристроїв приводів, що дозволяє суттєво інтенсифікувати процес за рахунок ефективного підведення енергії ззовні. Найпростішим є використання приводу механічного типу, а використання частотного перетворювача створює можливості регулювання характеристик коливальних процесів робочого середовища. Для досягнення оптимальних характеристик протікання процесу екстрагування, як за якістю так і за часом, потрібно вивчення питань, пов'язаних із встановленням та експериментальним визначенням раціональних параметрів коливань механічної системи і робочого середовища, – для конкретного виду сировини, що створить можливості підвищення продуктивності при умові збереження енергетичних витрат.

Список літератури

1. Гончаревич, И. Ф. Вибрационная техника в пищевой промышленности / И. Ф. Гончаревич, Н. Б. Урьев, М. А. Талейсник. – М.: Пищевая промышленность. – 1977. – 278 с.

2. Кузьмичев, В. А. Основы проектирования вибродвижения оборудования: учебное пособие / В. А. Кузьмичев. – СПб.: Издательство «Лань». – 2014. – 208 с.
3. Шушпанников, А. Б. Обоснование выбора вибропривода для винтовых смесителей / А. Б. Шушпанников // *Техника и технология пищевых производств*. – 2011. – №1(20).
4. Joshi, M. Performance Monitoring System for Electromagnetic Vibrating Feeders of Coal Handling Plant / M. Joshi // *Plant Maintenance Resource Center, M-News Edition 27*, Technical paper at web site: www.plant-maintenance.com/articles/Feeder_Performance_Monitoring.pdf, July 2002.
5. Despotovic, Z. Mathematical model of electromagnetic vibratory actuator / Z. Despotovic // *PROCEEDINGS of the XIII International Symposium of the Power Electronics*, N. Sad 5-7. – 2003. – Vol. 3. – P. 1-5.
6. Nguyen Van Khang Parametric Torsional Vibration of Mechanical Drive Systems with non-uniform Transmission Mechanisms / Nguyen Van Khang, Nguyen Phong Dien, Hoang Manh Cuong // *TECHNISCHE MECHANIK*, Band 28, Heft 3-4, Manuskripteingang: 15. – 2008. – P. 310 - 323.
7. Rodič, M. Dynamic emulation of mechanical loads: an advanced approach / M. Rodič, K. Jezernik, and M. Trlep // *IEE Proceedings: Electric Power Applications*. – 2006. – vol. 153, no. 2. – P. 159-166. – doi:10.1049/ip-epa:20050063.
8. Патент на винахід № 109087 С2. Экстрактор безперервної дії для рослинної сировини / Зав'ялов В.Л., Костюк В.С., Мисюра Т.Г. і ін. // 10.07.2015, Бюл. №13.
9. Деканський, В. Є. Класифікація екстракційної апаратури періодичної дії з коливальним ефектом робочого середовища / В. Є. Деканський, В. Л. Зав'ялов, Т. Г. Мисюра, Н. В. Попова // *Вібрації в техніці та технологіях: всеукраїнський науково-технічний журнал*. Вінниця. – 2015. – № 3 (79). – С. 129-132.
10. Zavialov, V. Development of mathematical models of external mass exchange under conditions of vibroextraction from vegetable raw materials / V. Zavialov, V. Bodrov, T. Misyura, N. Popova, Y. Zaporozhets, V. Dekanskiy // *Chemistry and Chemical Technology*. – 2015. – Volume 9, Issue 3. – P. 367-374.
11. Городецкий, И. Я. Вибрационные массообменные аппараты / И. Я. Городецкий, А. А. Васин, В. М. Олевский, П. А. Лупанов / под ред. В.М. Олевского. – М.: Химия. – 1980. – 192 с.

Bibliography (transliterated)

1. Goncharevich, I. F., Ur'ev, N. B., Talejsnik, M. A. Vibracionnaja tehnika v pishhevoj promyshlennosti [Vibratory Equipment for food industry], Moscow: Pishhevaja promishlennost', 1977, 278 p.
2. Kuz'michev, V. A. Osnovy proektirovaniya vibracionnogo oborudovanija: uchebnoe posobie [Fundamentals of vibration equipment: a tutorial], SanktPiterburg: Izdatel'stvo «Lan», 2014, 208 p.
3. Shushpannikov, A. B. Obosnovanie vybora vibroprivoda dlja vintovyh smesitelej [Rationale vibroprivody for screw mixers]. *Tehnika i tehnologija pishhevyh proizvodstv [Technique and technology of food production]*, 2011, 1(20).
4. Joshi, M. Performance Monitoring System for Electromagnetic Vibrating Feeders of Coal Handling Plant. *Plant Maintenance Resource Center, M-News Edition 27*, Technical paper at web site: www.plant-maintenance.com/articles/Feeder_Performance_Monitoring.pdf, July 2002.
5. Despotovic, Z. Matematical model of electromagnetic vibratory actuator, *PROCEEDINGS of the XIII International Symposium of the Power Electronics*, 2003, 3, 1-5.
6. Nguyen Van Khang, Nguyen Phong Dien, Hoang Manh Cuong Parametric Torsional Vibration of Mechanical Drive Systems with non-uniform Transmission Mechanisms. *TECHNISCHE MECHANIK*, Band 28, Heft 3-4, Manuskripteingang, 2008, 310 - 323.
7. Rodič, M., Jezernik, K., Trlep, M. Dynamic emulation of mechanical loads: an advanced approach. *IEE Proceedings: Electric Power Applications*, 2006, 2(153), 159-166, doi:10.1049/ip-epa:20050063.
8. Patent na vinahid # 109087 S2. Ekстрактор безперервної дії для рослинної сировини / Зав'ялов В.Л., Костюк В.С., Мисюра Т.Г. і ін. // 10.07.2015, Бюл. #13.
9. Dekans'kij, V. Ye., Zav'jalov, V. L., Misyura, T. G., Popova N. V. Klasifikacija ekstrakcijnoji aparaturi periodichnoji diji z kolival'nim efektom robochogo seredovishha [Classification extraction equipment Batch vibrational effect on the working environment]. *Vibracii v tehnici ta tehnologijah: vseukraïns'kij naukovo-tehnichnij zhurnal [The vibrations in engineering and technology, national scientific journal]*, Vinnicja, 2015, 3(79), 129-132.
10. Zavialov, V., Bodrov, V., Misyura, T., Popova, N., Zaporozhets, Y., Dekanskiy, V. Development of mathematical models of external mass exchange under conditions of vibroextraction from vegetable raw materials. *Chemistry and Chemical Technology*, 2015, 3(9), 367-374.
11. Gorodeckij I. Ja., Vasin, A. A., Olevskij, V. M., Lupanov, P. A. Vibracionnye massoobmennye apparaty [Vibrating mass transfer devices], pod red. V.M. Olevskogo, Moskov: Himija, 1980, 192 p.

Відомості про авторів (About authors)

Зав'ялов Володимир Леонідович – доктор технічних наук, професор, Національний університет харчових технологій, зав. каф. процесів і апаратів харчових виробництв; м. Київ, Україна; e-mail: zavialov@nuft.edu.ua

Zavialov Vladimir – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department of Processes and Apparatus for Food Production, National University of Food Technologies, Kyiv, Ukraine; e-mail: zavialov@nuft.edu.ua

Костюк Володимир Степанович – кандидат технічних наук, доцент, Національний університет харчових технологій, доцент кафедри технічної механіки і пакувальної техніки; м. Київ, Україна; e-mail: vsk.tmpt@gmail.com

Kostyuk Vladimir – Candidate of Technical Sciences, Docent, Associate professor, Department of Technical Mechanics and Packaging Machinery, National University of Food Technologies, Kyiv, Ukraine; e-mail: vsk.tmpt@gmail.com

Бодров Віктор Семенович – кандидат технічних наук, професор, Національний університет харчових технологій, професор кафедри експертизи харчових продуктів; м. Київ, Україна; e-mail: Bodrov_Viktor@i.ua

Bodrov Viktor – Candidate of Technical Sciences, Professor, Professor of Department of Processes and Apparatus for Food Production, National University of Food Technologies, Kyiv, Ukraine; e-mail: Bodrov_Viktor@i.ua

Костюк Євгеній Володимирович – асистент, Національний університет харчових технологій, асистент кафедри технічної механіки і пакувальної техніки; м. Київ, Україна; e-mail: vsk.tmpt@gmail.com

Kostyuk Eugene – Assistant, assistant of Department of Technical Mechanics and Packaging Machinery, National University of Food Technologies, Kyiv, Ukraine; e-mail: vsk.tmpt@gmail.com

Мисюра Тарас Григорович – кандидат технічних наук, доцент, Національний університет харчових технологій, доцент кафедри процесів і апаратів харчових виробництв; м. Київ, Україна; e-mail: taras_as@i.ua

Misyura Taras – Candidate of Technical Sciences, Docent, Associate professor, Department of processes and vehicles of food productions, National University of Food Technologies, Kyiv, Ukraine; e-mail: taras_as@i.ua

Запорожець Юлія Владиславівна – кандидат технічних наук, доцент, Національний університет харчових технологій, доцент кафедри процесів і апаратів харчових виробництв; м. Київ, Україна; e-mail: zap_as@ukr.net

Zaporozhets Yulia – Candidate of Technical Sciences, Docent, Associate professor, Department of processes and vehicles of food productions, National University of Food Technologies, Kyiv, Ukraine; e-mail: zap_as@ukr.net

Попова Наталія Вікторівна – кандидат технічних наук, доцент, Національний університет харчових технологій, доцент кафедри експертизи харчових продуктів; м. Київ, Україна; e-mail: natalkn@mail.ru

Popova Natalia – Candidate of Technical Sciences, Docent, Associate professor, Department of examination of food products, National University of Food Technologies, Kyiv, Ukraine; e-mail: natalkn@mail.ru

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Зав'ялов, В. Л. Удосконалення технології виробництва гірких настоянок за допомогою математико-статистичних методів досліджень / **В. Л. Зав'ялов, В. С. Костюк, В. С. Бодров, Є. В. Костюк, Т. Г. Мисюра, Ю. В. Запорожець, Н. В. Попова** // *Вісник НТУ «ХПІ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях.* – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. – № 18 (1190). – С. 30-38. – doi:10.20998/2413-4295.2016.18.05.

Please cite this article as:

Zavialov, V., Kostyuk, V., Bodrov, V., Kostyuk, E., Misyura, T., Zaporozhets, Y., Popova, N., Features of private extraction equipment with vibrational effect workspace. *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: New solutions in modern technologies.* – Kharkiv: NTU “KhPI”, 2016, **18** (1190), 30-38, doi:10.20998/2413-4295.2016.18.05.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Завьялов, В. Л. Особенности приводных систем экстракционного оборудования с колебательным эффектом рабочей среды / **В. Л. Завьялов, В. С. Костюк, В. С. Бодров, Е. В. Костюк, Т. Г. Мисюра, Ю. В. Запорожец, Н. В. Попова** // *Вестник НТУ «ХПИ», Серія: Новые решения в современных технологиях.* – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2016. – № 18 (1190). – С. 30-38. – doi:10.20998/2413-4295.2016.18.05.

АННОТАЦІЯ *Изложено анализ использования разных типов вибрационных приводов и показано возможности их применения в аппаратах и оборудовании для проведения процессов вибрационного экстрагирования сырья пищевого назначения. Рассмотрено затраты энергии на проведение процесса экстрагирования с использованием электромеханического кривошипно-шатунного и бесшатунного эксцентрикового привода.*

Ключевые слова: *вибрационный привод, колебательные процессы, рабочая среда, колебательный эффект, общие и составляющие затраты энергии, частота и амплитуда колебаний*

Надійшла (received) 15.05.2016