**Солона О.В.**

к.т.н., доцент

**Вінницький національний  
аграрний університет****Solona O.****Vinnitsia National Agrarian  
University****УДК 629.3.03:62-837:62-531.7****DOI: 10.37128/2306-8744-2020-4-2**

## **КЕРОВАНІЙ ВІБРАЦІЙНИЙ МЛИН ДЛЯ ПОМОЛУ СИПКОГО СЕРЕДОВИЩА**

Одним з прогресивних типів подрібнювальної техніки є вібраційні млини, які забезпечують високу питому продуктивність при відносно низьких енерговитратах, регульовану тонину продуктів помелу.

Вібраційний вплив на продукцію істотно збільшує ударностираючий ефект при можливості широкого і роздільного варіювання ударного та стираючого факторів. Значна швидкість протікання механічних і тепломасообмінних процесів, високий ступінь однорідності одержуваної продукції, можливість ефективного здійснення тонкого подрібнювання і диспергування продукта при порівняно невисоких енерговитратах зумовлюють широке використання вібраційного подрібнювання.

Розроблена конструктивна схема млина, в якому плоске вертикальнодіюче вібраційне поле забезпечує підйом частини завантаження і за допомогою транспортно-перевантажувального пристрою здійснює безперервне регульоване його переміщення з однієї помельної камери в другу, тим самим забезпечується циркуляційно-просторовий рух середовища, в якому відбувається процес помелу в результаті ударної взаємодії мелючих тіл і матеріалу, який подрібнюється.

Пріоритетним напрямом розвитку науки та технологій на сучасному рівні є розробка, створення та впровадження мехатронних систем нового покоління.

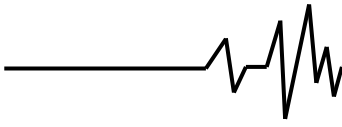
Одним із найважливіших правил створення вібраційних млинів є необхідність максимально збільшувати ступінь їх автоматизації з метою збільшення продуктивності, підвищення якості подрібнення і зниження собівартості технологічного процесу.

Також в статті наведено структурну модель керованого вібрмлина із просторово-циркуляційним рухом завантаження який при зміні маси робочого органу в процесі відокремлення і вивантаження подрібненого матеріалу з помельної камери постійно адаптуватися до резонансного режиму роботи при заданих технологічно оптимальних параметрах (продуктивності) та мінімальних енергозатратах на вібропривод.

**Ключові слова:** вібрмлин, просторово-циркуляційний рух, адаптована модель, керований вібрмлин, мехатронні системи.

**Постановка проблеми.** Традиційне дробильно-подрібнюєче устаткування для одержання дрібнозернистої і високодисперсної продукції є недостатньо ефективним внаслідок значного зношування робочих органів (у молоткових, роторних дробарках і дезінтеграторах), низької питомої продуктивності (у кульових і струменевих

млинах), можливості налипання подрібнювального матеріалу на робочі органи, порівняно високих енерговитрат на привід та інших факторів. Установки для дроблення в умовах вібраційного технологічного поля, що називають вібрмлинами, застосовують здебільшого для самоподрібнення крупно-кускових матеріалів, дрібного дроблення,



обмелювання (розрізняють грубе для часток крупністю до 0,1 мм, середнє – до 0,01 мм і тонке – до 0,001 мм обмелювання) і гомогенізації.

Розглядаючи механізм дроблення у вібраційному полі як послідовний процес втомлювального руйнування матеріалу під дією циклічних навантажень, можна виділити декілька стадій даного процесу. На першому етапі руйнуються ділянки матеріалу, що мають найменшу межу міцності, зокрема виступаючі частини; далі відбувається нагромадження залишкових деформацій і розкриття внутрішніх тріщин, що сприяють зниженню межі витривалості матеріалу. Одночасно шматки продукції набувають обкочуваної форми, зростає поверхня контактних зон та збільшуються напруги в матеріалі, досягаючи граничних величин. Процес вібраційного дроблення здійснюється за рахунок удару і стирання оброблюваного матеріалу при взаємодії його часток між собою та з поверхнею робочого тіла.

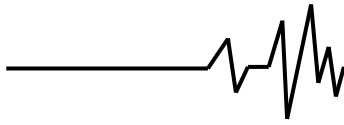
Внаслідок складності динамічних процесів, що протікають як у технологічному завантаженні, так і при його взаємодії з віброуючим органом, у багатьох роботах (зокрема в роботах [2, 3, 4]) було запропоновано враховувати вплив маси наповнювача приблизно у вигляді еквівалентної приєднаної до контейнера маси, а сили не пружних опорів представляти пропорційними першій степені швидкості руху робочої камери. Як показали дослідження [5, 6, 7], врахування інерційних властивостей технологічного завантаження можна здійснити за допомогою нелінійного елемента  $a \cdot \omega^2 / g$ , який однозначно визначає фазні кути відриву  $\varphi_v$  і зустрічі  $\varphi_z$  матеріалу з робочим органом, конкретизуючи тим самим вид релейної характеристики контакту матеріалу з корпусом вібромлина.

При створенні вібраційних млинів безперервної дії з просторовим циркуляційним рухом завантаження (мелючі тіла і матеріал, що подрібнюється) вирішено дві основні задачі: забезпечення циркуляційного руху завантаження; відокремлення і вивантаження подрібненого матеріалу з помольної камери [8]. Здійснення безперервного технологічного процесу дає можливість реалізувати динамічність і спрямованість обробки продукції, забезпечити синхронність і пропорційність між основними і допоміжними операціями, зумовлюючи тим самим найвищі техніко-економічні параметри технологічного обладнання. Враховуючи факт особливо високої питомої енергоємності вібромлинів та постійної зміни маси завантаження робочого органу (помольної камери) так-як в результаті

циркуляційного руху завантаження постійно відбувається відокремлення і вивантаження подрібненого матеріалу з помольної камери виникає постійна зміна в часі власної резонансної частоти вібромлина. В результаті чого не забезпечується постійний резонансний режим роботи вібромашин даного класу, що в свою чергу не забезпечує мінімальні енергозатрати на вібропривод та понижує техніко-економічні параметри даного технологічного обладнання. Беручи до уваги широке застосування вібромлинів у будівельній, хімічній, гірничо-металургійній промисловості з огляду на їх велику енергонапругу (енергію що витрачається на руйнування однієї грам-молекули кристалічного з'єднання) доцільно проводити постійну адаптацію частоти вимушуючої сили до частоти власних коливань вібромлина із метою забезпечення постійного резонансного режиму роботи даної електромеханічної системи.

**Аналіз останніх досліджень.** В роботі [9] показано, що застосування зворотного зв'язку в коливних механічних системах резонансного типу дозволяє синхронізувати вплив зовнішньої циклічної вимушуючої сили та власні коливання механічної коливної системи. В результаті чого при зміні в часі приведеної маси вібромашин змінюється частота вимушуючої циклічної сили забезпечуючи тим самим постійний резонансний режим роботи вібраційної технологічної машини (ВТМ). В роботі [10] авторами запропоновано принципово новий метод керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин який дозволяє оптимізувати процес настроювання на постійний резонансний режим та забезпечити оптимальні режими роботи при мінімальних затратах енергії на вібропривод. Зменшення енергозатрат приданому методі керування зумовлене тим, що таке керування дозволяє швидше проводити корекцію нерезонансного режиму роботи, і як наслідок машина менше часу працюватиме при економічно не вигідних нерезонансних режимах.

Окрім того даний спосіб зводить до мінімуму різкі зростання амплітуди коливань у перехідних процесах, які звичайно спостерігаються при зміні маси завантаження чи зміні режимів роботи та параметрів технологічного процесу. При розгляді роботи вібромлина як елемента в складі технологічних ліній та комплексів для підтримання технологічно обумовлених оптимальних параметрів доцільно приділити увагу стабілізації його основних характеристик таких як продуктивність та інтенсивність віброруйнування (частки продукції руйнуються під дією ударного навантаження і сил тертя, потрапляючи в зону контакту між



взаємодіючими робочими тілами). Для стабілізації продуктивності вібромлинів доцільно застосовувати технологію розроблену авторами в роботі [11], котра дозволяє при мінімальних енергозатратах на вібропривод

забезпечити оптимальні із технологічної тачки зору параметри вібраційного поля.



**Рис. 1 Вібраційний млин VM-400**

**Постановка задачі.** Розробити структурну модель адаптивного вібромлина із просторово-циркуляційним рухом завантаження який при зміні маси робочого органу в процесі відокремлення і вивантаження подрібненого матеріалу з помольної камери постійно міг адаптуватися до резонансного режиму роботи при заданих технологічно оптимальних параметрах (продуктивності) та мінімальних енергозатратах на вібропривод.

**Виклад основного матеріалу.** У світовій практиці вібраційних технологій (наприклад, вібраційна обробка деталей машин і приладів) широко використовуються вібраційні машини безперервної дії. Робоча камера таких машин може мати як кільцеву, так і спіральну форму. Значна швидкість протікання механічних і тепломасообмінних процесів, високий ступінь однорідності одержуваної продукції, можливість ефективного здійснення тонкого подрібнювання і диспергування продукту при порівняно

невисоких енерговитратах зумовлюють широке використання вібраційного подрібнювання. Вібраційні млини поєднують достатньо високу інтенсивність технологічної дії з відносно простою конструкцією. Питома продуктивність даних машин практично в 5 разів перевищує подібні параметри для відцентрових млинів. Як за основу, для розроблення структурної моделі вібромлина із просторово-циркуляційним рухом завантаження котра при зміні маси робочого органу (в процесі відокремлення і вивантаження подрібненого матеріалу з помольної камери) постійно адаптується до резонансного режиму роботи при наперед заданих технологічно оптимальних параметрах (продуктивності) та мінімальних енергозатратах на вібропривод, доцільно брати вібраційний млин VM-400 (рис. 1) [12] який реалізовано на базі патенту [13].

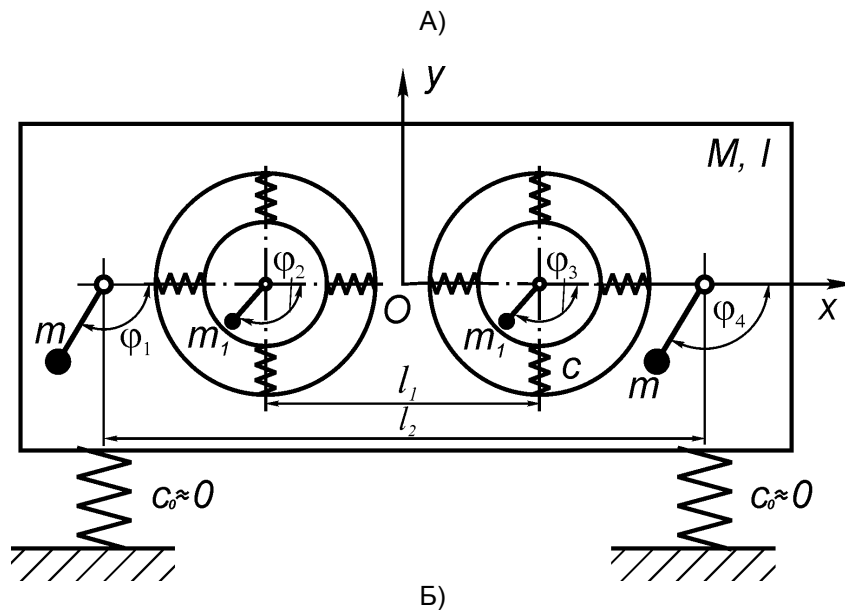
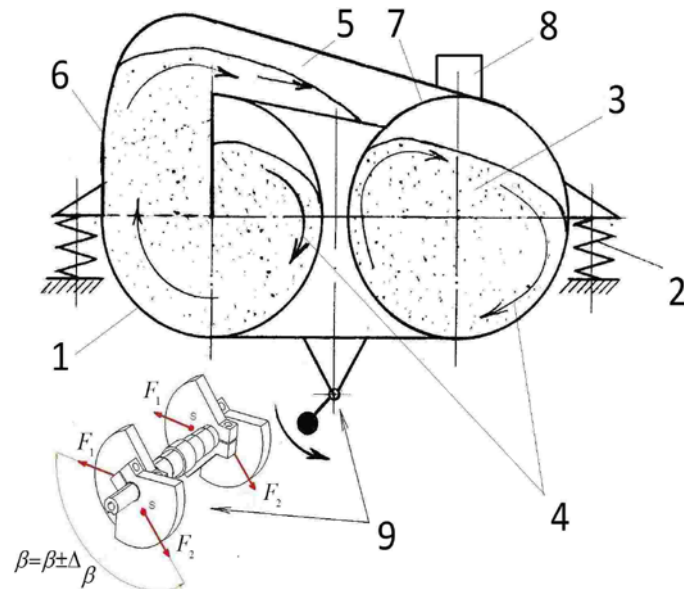
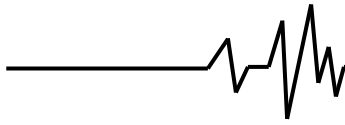
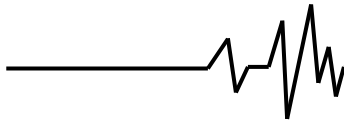


Рис. 2 а) просторово-циркуляційний рух завантаження у адаптивному вібромлині; б) тримасний вібраційний млин з чотирма вібробуджувачами

На рис. 2 та рис. 3 зображена запропонована модель адаптивного вібромлина із просторово-циркуляційним рухом завантаження. Адаптивний вібромлин складається із помольної камери 1 яка встановлена на пружних опорах 2. Робочий орган являє собою замкнуті за допомогою переванта-жувального 6 і перехідного жолобів 4 помольні камери 7, рукав завантаження 8, які заповнені завантаженням. Під дією вібраційного поля завантаження 5 в лівій помольній камері 4 піднімається по вертикальному жолобу 1 і перетікає транспортним лотком 2 в праву помольну камеру. Подрібнений матеріал просіюється через вивантажувальну решітку 3 на вихід із млина, а робочі тіла відводяться до передньої частини правої помольної камери в зону

завантаження подрібненого матеріалу. В передній частині правої помольної камери внаслідок безперервного переходу по жолобу 1 і транспортному лотку 2 утворюється збільшений рівень завантаження, сюди також надходить і подрібнюваний матеріал, а у задній її частині, внаслідок переходу частини завантаження в ліву помольну камеру – знижений рівень. В лівій помольній камері внаслідок відбору завантаження в передній частині утворюється понижений її рівень, а в задній, внаслідок притоку завантаження із правої помольної камери – збільшений. Таким чином в сполучених між собою помольних камерах утворюється просторово-циркуляційний рух завантаження по замкнутій гвинтовій траєкторії.



Дистанційно керований дебалансний вібропривод 9, встановлений на помольній камері 1 і є джерелом циклічної вимушеної сили приводиться в рух електродвигуном 13. Електродвигун 13 з'єднаний із блоком синтезу частоти збуджуючої циклічної вимушеної сили 19, а даний блок з'єднаний із компаратором 16 та із входом детектора зсуву фаз 15. Другий вхід детектора зсуву фаз 15 з'єднаний із давачем вібрації 14, що розміщений на

помольній камері 1. Із давачем вібрації також з'єднано блок синтезу оптимальних параметрів 17 та компаратор 18. Блок синтезу оптимальних параметрів 17 з'єднаний з двома компараторами 18 та 16. Компаратор 18 з'єднаний із блоком синтезу амплітуди збуджуючої сили 20 який в свою чергу з'єднаний із блоком впливу на ексцентриситет дибалансів керованого дебалансного віброприводу 9.

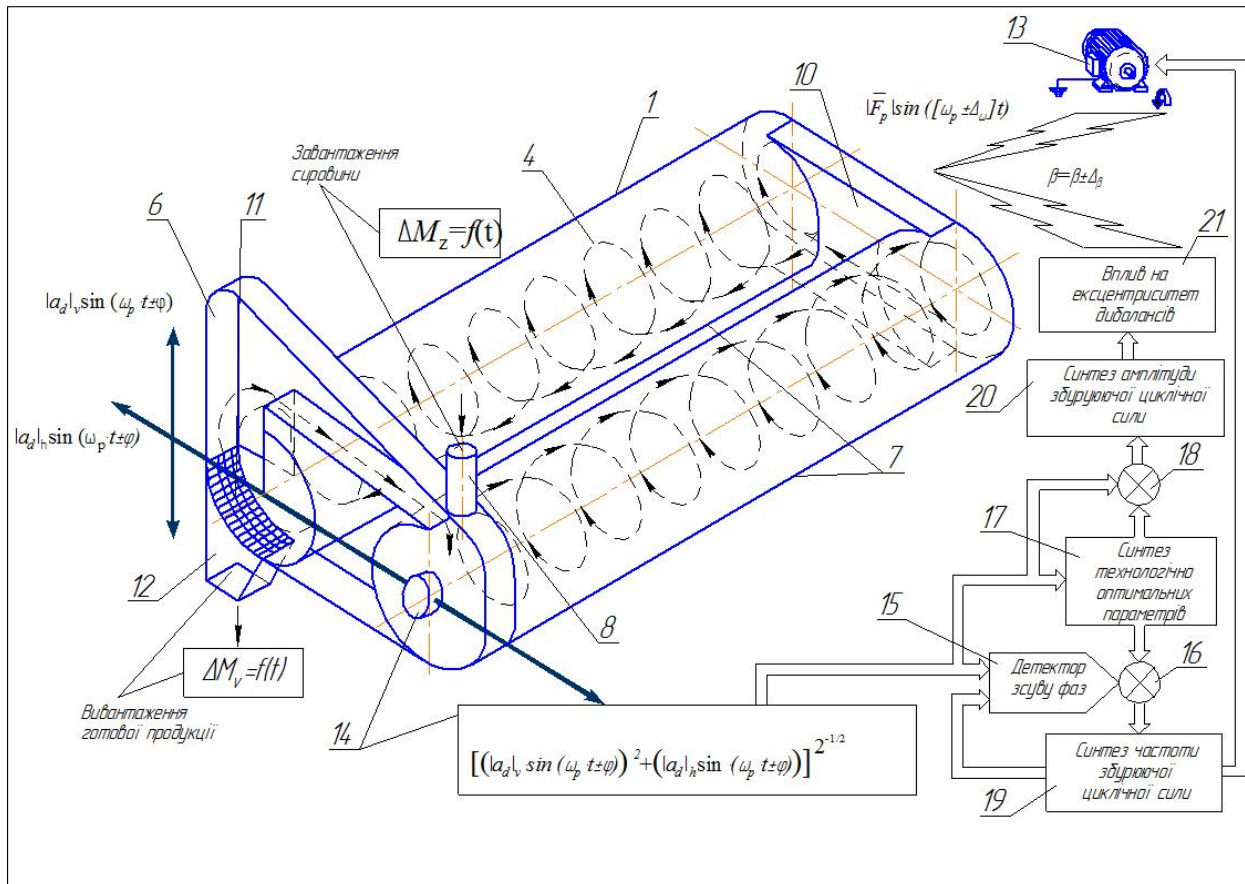
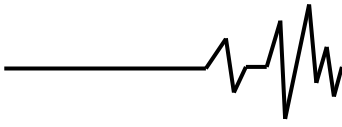


Рис. 3 Модель адаптивного вібромлина із просторово-циркуляційним рухом завантаження.

Принцип роботи пропонованого адаптивного вібромлина наступний. В наслідок роботи керованого дебалансного віброзбуджувача 9 помольна камера 1 адаптивного вібромлина здійснює еліптичні коливання в результаті яких відповідно до [12, 13] виникає ефект вібротранспортування сипучого середовища (гірської породи, будівельних матеріалів, комбікормів, ...). Рух даного середовища відбувається по замкненому циклі (позиція 4 на рис. 3). Процес подрібнення (руйнування) певного довільного суцільного (цілісного) елементу сипучого середовища відбувається при вібротранспортуванні на протязі усього замкненого циклу (позиція 4 на рис. 3). Кількість циклічних проходів певного довільного суцільного (цілісного) елементу сипучого середовища та елементів що утворились в

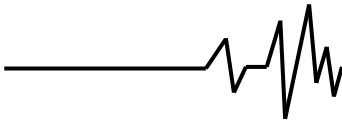
процесі його подрібнення визначається величиною розміру вивантажувальної решітки 11, тобто як тільки розмір подрібнених елементів стає меншим за отвори вивантажувальної решітки то при вібротранспортуванні по її поверхні дані елементи покидають адаптивний вібромлин через рукав 12 у вигляді готової продукції. Маса готової продукції, що покидає адаптивний вібромлин  $\Delta M_v = f(t)$  через рукав 12 є складною змінною у часі функцією яка враховує дуже багато факторів завдяки яким відбувається руйнування продукції в замкненому робочому циклі адаптивного вібромлина. (Руйнування цілісного не однотипного об'єму гірської породи залежатиме від структури речовин з яких він складається та їх процентного вмісту, а в різних кусках не однотипного об'єму



гірської породи є різний вміст як в процентному так і в структурному відношенні. Тому час затрачений на руйнування різних цілісних елементів гірської породи буде різний і передбачити поведінку функції  $\Delta M_v = f(t)$  в часі доволі складно.) В результаті постійного вилучення готової продукції із адаптивного вібромлина через рукав 12 відбувається постійна зміна маси робочого органу [14] вібромашини, тобто помольної камери 1 та відповідно приведеної маси [14] коливної системи, що приводить до постійної зміни в часі власної резонансної частоти адаптивного вібромлина. Для поповнення маси сипучого матеріалу у помольній камері 1 адаптивного вібромлина та виконання ним його безпосереднього технологічного призначення через рукав завантаження 8 проводиться постійна в часі загрузка матеріалу  $\Delta M_z = f(t)$  (гірської породи, руди, мінеральних солей, ... ) подрібнення котрого відбувається у адаптивному вібромліні. Функція  $\Delta M_z = f(t)$  також як і  $\Delta M_v = f(t)$  є причиною нестабільності та зміни у часі власної резонансної частоти адаптивного вібромлина тобто є збурюючим фактором, якщо адаптивний вібромлин розглядати як об'єкт керування. В наслідок роботи керованого дебалансного вібробуджувача 9 та еліптичних рухів помольної камери 1 відбувається постійне вивантаження через 12 готової та завантаження через 8 ще не подрібненої продукції. З метою зменшення енергозатрат на дебалансний вібропривод та підвищення продуктивності вібромлина на помольній камері 1 розміщено датчик вібрації 14. Інформація із даного датчика вібрації 14 несе у собі інформацію про дійсне миттєве значення горизонтальної  $|a_d|_h \cdot \sin(\omega_p t \pm \varphi)$  та дійсне миттєве значення вертикальної  $|a_d|_v \cdot \sin(\omega_p t \pm \varphi)$  складової вимушених коливань помольної камери 1 адаптивного вібромлина. Дана інформація із датчика 14 поступає на один із входів детектора зсуву фаз 15 та на вхід блоку 17 синтезу технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля помольної камери 1 адаптивного вібромлина та на вхід компаратора 18. На другий вхід детектора зсуву фаз 15 поступає інформація із блоку 19 синтезу частоти збурюючої циклічної вимушуючої сили дебалансного віброприводу  $|F_p| \cdot \sin((\omega_p \pm \Delta_\omega) \cdot t)$  про частоту циклічної вимушуючої сили  $\omega_p$  із котрою електродвигун 13 приводить вдію дебаланси віброприводу 9 та відповідно помольну камеру 1. Враховуючи той факт [14,15,16], що в зоні резонансу вібромашини існує дуже різка зміна фазового кута  $\varepsilon$ , а при

резонансі існує відставання вимушених коливань помольної камери 1 від циклічної вимушуючої сили віброприводу 9 на чверть періоду ( $\varepsilon = \pi/2$ ), то відслідковуючи у блоці 15 зсув фаз  $\varepsilon$  [10] між власними коливаннями помольної камери 1 та вимушуючої сили віброприводу 9 і обчислюючи його в реальному масштабі часу за його величиною можна чітко та однозначно визначати в котру сторону від резонансного режиму роботи і на скільки відійшла коливна система адаптивного вібромлина в наслідок зміни маси ( $\Delta M_z + \Delta M_v$ ) помольної камери 1. Тобто детектор зсуву фаз 15 генерує функцію змінну в часі відносно околу точки резонансу ( $\varepsilon = \pi/2$ ) коливної системи вібромлина  $\varepsilon(t) = [\pi/2] \pm \Delta(t)$ , де  $\Delta(t) = \varepsilon_1(t) - \varepsilon_2(t)$  де  $\Delta\varepsilon_1(t)$  та  $\Delta\varepsilon_2(t)$  кут між власними коливаннями помольної камери 1 та циклічною вимушуючою силою віброприводу 9 в час  $t_1$  та  $t_2$  відповідно. Дана інформація  $\varepsilon(t)$  в процесі роботи адаптивного вібромлина безперервно передається в компаратор 16 де порівнюється із інформацією котра надходить із блоку 17 синтезу технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивного вібромлина. Технологічно оптимальним із точки зору енергозбереження є режим роботи вібромлина при котрому  $\varepsilon = \pi/2$  (резонансний режим роботи  $\omega_p = \omega_0$  де  $\omega_0$  - власна резонансна частота вібромашини). Тому в компараторі 16 іде постійне в часі порівняння  $\varepsilon(t) = \pi/2$  і відповідно по різниці  $(\pi/2) - \varepsilon(t)$  в блоці 19 синтезу частоти збурюючої циклічної вимушуючої сили формується зміна частоти збурюючої циклічної вимушуючої сили на величину  $\pm \Delta_\omega$ . Величина поправки  $\pm \Delta_\omega$  на частоту збурюючої циклічної вимушуючої сили  $|F_p| \cdot \sin((\omega_p \pm \Delta_\omega) \cdot t)$  направлена завжди на забезпечення постійної рівності в часі  $\varepsilon_1(t) - \varepsilon_2(t) = \pi/2$ . В результаті постійної корекції частоти збурюючої циклічної вимушуючої сили ( $\omega_p \pm \Delta_\omega$ ) забезпечується постійний резонансний режим роботи вібромлина шляхом адаптації частоти вимушуючої циклічної сили до змінної в часі (завдяки зміні маси  $\Delta M_z + \Delta M_v$  помольної камери 1) власної резонансної частоти  $\omega_0$  вібромлина. Такий принцип керування роботою вібромлина і така конструкція вібромлина, забезпечують мінімальні





енергозатрати на вібропривод завдяки постійному резонансному режиму роботи.

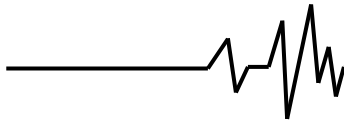
З метою забезпечення стабільності в часі оптимальних наперед заданих технологічних параметрів вібраційного поля [17, 18, 19, 20, 21] адаптивного вібромлина при мінімальних енергозатратах на вібропривод застосовується другий контур керування (стабілізації). При зміні власної резонансної частоти  $\omega_0 \pm \Delta_\omega$  адаптивного вібромлина відбувається і зміна енергетичних параметрів вібраційного поля а це в свою черги приводить до зміни інтенсивності віброобробки (руйнування).

В процесі роботи адаптивного вібромлина, тобто постійного в часі налаштування його на резонансний режим роботи блок 17 синтезу технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивного вібромлина відслідковує завдяки давачу 14 два параметри помольної камери 1. Даними параметрами є  $\omega_d$  та  $a_d$  дійсна (на даний момент часу) частота та амплітуда коливань помольної камери 1 адаптивного вібромлина. Якщо за критерій оцінки вібраційного поля адаптивного вібромлина взяти питому роботу  $A_p = \omega_d^2 \times a_d^2$  [17, 18, 19] вимушуючої сили дебалансного віброприводу 9, то блок 17 з метою забезпечення постійної в часі питомої роботи вібраційного поля  $A_p$  при новій (постійно змінній) власній резонансній частоті  $\omega_0 \pm \Delta_\omega$  адаптивного вібромлина буде проводити розрахунок необхідної амплітуди коливань  $a_n$  на даній резонансній частоті  $\omega_0$  так, щоб в часі не змінювався добуток  $\omega_d^2 \times a_d^2$ . Тобто на виході блока 17 ми постійно отримуємо значення необхідного рівня амплітуди коливань помольної камери 1 при даній (дійсній) частоті її коливань. Враховуючи той факт, що коливання адаптивного вібромлина вимушені то частота вимушуючи коливань  $\omega_p$  дебалансного віброприводу 9 ідентична за значенням із дійсною частотою коливань  $\omega_d$  помольної камери 1, та той факт, що перший контур керування постійно у часі адаптує частоту вимушуючи коливань  $\omega_p$  дебалансного віброприводу 9 до частоти власних резонансних коливань  $\omega_0$  вібромлина то  $\omega_p = \omega_d \rightarrow \omega_0$ . Виходячи із цього розрахунок необхідної амплітуди коливань  $a_n$  на даній резонансній частоті  $\omega_0$  буде проводитися із наступного співвідношення  $a_n = \left[ \omega_z^2 \times a_z^2 \right] / \omega_0^2$ ,

де  $\omega_z^2$  та  $a_z^2$  наперед задані із технологічної точки зору оптимальні параметри вібраційного поля адаптивного вібромлина. У компараторі 18 необхідне значення амплітуди коливань  $a_n$  помольної камери 1 порівнюється із дійсним значенням амплітуди коливань  $a_d$  помольної камери 1 та на основі результату порівняння у блоці 20 синтезу амплітуди збурюючої циклічної сили формується величина та напрям  $\pm \Delta_\beta$  зміни кута дебалансів віброприводу 9. В нашому випадку маси дебалансів однакові тому нормальні або центр обіжні сили які виникають при їхньому обертанні відносно осі дебалансного вала будуть однакові за модулем та визначатимуться згідно виразу  $\left| \vec{F}_1 \right| = \left| \vec{F}_2 \right| = m \cdot e \cdot \omega_p$ , де  $m$  та  $e$  маса і ексцентриситет дабаланса віброприводу 9. Загальна циклічна вимушуюча сила дебалансного віброприводу 9 рівна  $\vec{F}_p = \left| \vec{F}_1 \right| + \left| \vec{F}_2 \right|$  амплітудне значення вимушуючої сили  $F_p = 2 \cdot \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\beta \pm \Delta_\beta)}$ .

Таким чином на основі  $\pm \Delta_\beta$  блок 21 проводить зміну кута між небалансами віброприводу  $\beta \pm \Delta_\beta$  з метою отримання необхідного значення амплітуди коливань  $a_n$  помольної камери 1 для стабілізації в часі величини питомої роботи  $A_p$  вібраційного поля помольної камери 1, тобто забезпечення рівності даного співвідношення  $\omega_0^2 \times a_n^2 = \omega_z^2 \times a_z^2 = const$ .

В процесі роботи запропонованого адаптивного вібромлина із просторово-циркуляційним рухом завантаження сипучого середовища незалежно працюють два контури керування (підстроювання). Контур налагодження на резонансний режим роботи до складу котрого умовно в послідовному порядку можна зарахувати такі позиції 1, 14, 15, 16, 17, 19, 13, 9. Контур налагодження на технологічно оптимальні параметри вібраційного поля помольної камери адаптивного вібромлина до структури котрого в умовно послідовному порядку можна зарахувати такі позиції 1, 14, 17, 18, 20, 21, 9. Перший контур керування є основним і має вищий пріоритет на проведення корекції резонансного режиму роботи вібромлина, другий контур є вторинним і він проводить корекцію амплітуди вимушуючої сили уже на резонансній частоті роботи адаптивного вібромлина.



У виразі

$$2 \cdot \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\beta \pm \Delta_\beta)} \cdot \sin((\omega_p \pm \Delta_\omega) \cdot t)$$

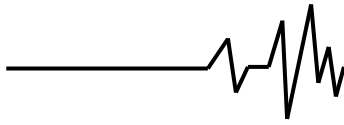
який описує циклічну вимушуючу силу дебалансного віброприводу 9 адаптивного вібромлина перший контур керування змінює частоту циклічної вимушуючої сили віброприводу 9 тобто  $\omega_p \pm \Delta_\omega$ , а другий контур керування змінює амплітуду циклічної вимушуючої сили віброприводу 9 тобто  $\beta \pm \Delta_\beta$ .

**Висновки.** Запропонована структура та двоконтурний принцип керування роботою адаптивного вібромлина із просторово-циркуляційним рухом завантаження, забезпечують мінімальні енергозатрати на вібропривод завдяки постійному резонансному режиму роботи при наперед заданих технологічно оптимальних параметрах вібраційного поля помольної камери вібромлина.

#### Список використаних джерел

1. Овчинников П.Ф. О характере ударного разрушения в вибромельницах. Прикладная механика. 1968. №4. С. 104-110.
2. Климович В.У. Экспериментальные исследования и некоторые вопросы реализации трубной вибрационной мельницы. Омск. 1962. С. 80.
3. Зеленцов Л.К. Влияние рабочей среды на колебания вибрационной установки для объемной обработки деталей. Состояние и перспективы промышленного освоения вибрационной обработки. Ростов-на-Дону. 1974. С. 37-41.
4. Потураев В.Н., Франчук В.П. Некоторые теоретические предпосылки к исследованию механики движения большого слоя насыпного груза под действием вибрации. К.: Наукова думка. 1970. С. 173-181.
5. Вайнкоф Я.Ф., Квитко А.К. Вибрационная техника на вспомогательных транспортных операциях. М.: Машиностроение. 1964. С. 124.
6. Rose H.E. Hochleistungs-Schwingmuhlen. Chemie-Jngr-Tech. 1962. 34. janrg 6.
7. Raasch J. Zuz Mechanik der Schwingmuhlen - Chemie-Jngr-Tech. 1962. 2.
8. Потураев В.Н., Франчук В.П., Кухарь А.Г., Зубов Л.Н. Труды ВНИИПИ мех. обработки полезных ископаемых. 1975. Вып. 140. С. 91-95.
9. Чубик Р. В. Модель адаптивного вібромлина із просторово-циркуляційним рухом завантаження. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. Львів, 2011. С. 241-248.
10. Пат. 87776 А Україна, В65G27.00. Спосіб керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин. Серета Л.П., Чубик Р.В., Ярошенко Л.В. (Україна). - № а200803685. Опубл. 10.08.2009. Бюл. № 15. 4 ст.
11. Чубик Р.В., Ярошенко Л.В. Метод стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних машин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2008. № 2(51). С. 57-60.
12. Солоня О.В. Обґрунтування параметрів вібраційного млина з просторово-циркуляційним рухом гірської маси Дис... к-та техн. наук. Дніпропетровськ. 2006. С. 174.
13. Пат. 43792 А Україна, В 02С19/16. Вібраційний млин. П.С. Берник, П.Д. Денісов, О.В. Солоня. (Україна). №98126996. Заявл. 29.12.98. Опуб. 17.12.2001. Бюл. №11 С. 3.
14. Повідайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання. Видавництво НУ "Львівська політехніка". Львів. 2004. С.248.
15. Тимошенко С. П., Янг Д. Ж., Уивер У. (Перевод с английского канд. физ.-мат. наук Корнейчука Л. Г. под ред. чл.-корр. АН ССР Григолюка Э. И.) Колебания в инженерном деле. М.: Машиностроение. 1985. С. 472.
16. Хайкин С.Э. Физические основы механики. М.: Наука, 1971. С. 751.
17. Сергеев А.П. Исследование процесса обработки, механизация и автоматизация вспомогательных работ на машинах для объемной вибрационной обработки. Механизация процесса снятия заусенцев. МДНТП. М.: 1966. С.74-85.
18. Сердюк Л.И., Давыденко Ю.А., Осина Л.М. Различные подходы к оценке динамических, энергетических и технологических возможностей вибрационных машин. *Вибрации в технике и технологиях*. Всеукраїнський науково-технічний журнал. 2004. № 3 (35). С.113-117.
19. Копылов Ю.Р. Амплитудные и фазо-частотные характеристики вибрирующей рабочей среды. *Вибрации в технике и технологиях*. Труды III международной научно-технической конференции. Евпатория. 1998. С.133-137.
20. Членов В.А., Михайлов Н.В. Виброкопящий слой. М.: Наука. 1972. С. 341.
21. Блехман И.И. Вибрационная механика. М: Физматлит, 1994. С. 400.





## References

1. Ovchynnykov P.F.(1968).O kharaktere udarnoho razrusheniya v vybromelnytsakh . Prykladnaia mekhanyka. №4. 104-110.
2. Klymovych V.U. (1962). Экспериментальные исследования у некоторые вопросы realizatsyy trubnoi vybratsyonnoi melnytsy. Omsk. 80.
3. Zelentsov L.K. (1974). Vliyanye rabochei sredy na kolebaniya vybratsyonnoi ustanovky dlia ob'emnoi obrabotky detalei. Sostoianye u perspektivy promyshlennoho osvoeniya vybratsyonnoi obrabotky. Rostov-na-Donu. 37-41.
4. Poturaev V.N., Franchuk V.P.(1970). Nekotorye teoretycheskiye predposylky k yssledovaniyu mekhanyky dvyzheniya bolshoho sloia насырно hruza pod deistviem vybratsyy. K.: Naukova dumka. 173-181.
5. Vainkof Ya.F., Kvytko A.K.(1964). Vybratsyonnaia tekhnika na vspomohatelnykh transportnykh operatsiyakh. M.: Mashynostroeniye. 124.
6. Rose H.E.(1962). Hochleistungsschwingmuhlen. Chemie-Jngr-Tech. 34. Janrg.6.
7. Raasch J.(1962). Zuz Mechanik der Schwingmuhlen - Chemie-Jngr-Tech. 2.
8. Poturaev V.N., Franchuk V.P., Kukhar A.H., Zubov L.N.(1975).Trudy VNYYPY mekh. obrabotky poleznykh yskoraemykh. Выр. 140. (91-95).
9. Chubyk R. V. (2007). Adaptivna systema keruvannia rezhymamy rezonansnykh vibratsiinykh tekhnolohichnykh mashyn Dys. k-ta tekhn. nauk. Lviv. 266 .
10. Pat. 87776 A Ukraina, B65G27/00. Sposib keruvannia robotoiu adaptivnykh vibratsiinykh tekhnolohichnykh mashyn. Sereda L.P., Chubyk R.V. Yaroshenko L.V. (Ukraina). № a200803685. Opubl. 10.08.2009. Biul. № 15, 4 st.
11. Chubyk R.V., Yaroshenko L.V.( 2008). Metod stabilizatsii tekhnolohichno optymalnykh parametriv vibratsiinoho polia adaptivnykh vibratsiinykh tekhnolohichnykh mashyn . Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh. № 2(51). 57-60.
12. Solona O.V.(2006.) Obruntuvannia parametriv vibratsiinoho mlyna z prostorovotsyrkuliatsiinym rukhom hirskei masy Dys... k-ta tekhn. nauk. Dnipropetrovsk. 174 .
13. Pat. 43792 A Ukraina. B 02C19/16. Vibratsiinyi mlyn. P.C. Bernyk, P.D. Denisov, O.V. Solona. (Ukraina) №98126996. Zaiavl. 29.12.98. Opub. 17.12.2001. Biul.№11 .3.
14. Povidailo V. O. (2004).Vibratsiini protsesy ta obladnannia. Lviv. Vydavnytstvo NU "Lvivska politekhnika". 248 .
15. Tymoshenko S. P., Yanh D. Zh., Uyver U. (1985). (Perevod s anhlyiskoho kand. fiz.mat. nauk Korneichuka L. H. pod red. chl.korr. AN SSR

Hryholiuka Э. Y.) Kolebaniya v ynzhenernom dele. M.: Mashynostroeniye. 472 .

16. Khaikyn S.Э.( 1971). Fyzycheskiye osnovy mekhanyky. M.: Nauka. 751 .

17. Serheev A.P.( 1966). Yssledovanye protsessa obrabotky, mekhanyzatsiya y avtomatyzatsiya vspomohatelnykh rabot na mashynakh dlia ob'emnoi vybratsyonnoi obrabotky . Mekhanyzatsiya protsessa sniatyia zausentsev. MDNTP. M.74-85.

18. Serdiuk L.Y., Davydenko Yu.A., Osyna L.M.(1966). Razlychnye podkhody k otsenke dynamycheskykh, enerhetycheskykh y tekhnolohycheskykh vozmozhnostei vybratsyonnykh mashyn . Vybratsyy v tekhnike y tekhnolohiyakh. Vseukrainskyi naukovo-tekhnichnyi zhurnal. № 3 (35).113-117.

19. Korylov Yu.R.( 1998). Amplyudnyye y fazo-chastotnyye kharakterystyky vybryuiushchei rabochei sredy .Vybratsyy v tekhnike y tekhnolohiyakh. Trudy III mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsyy. Evpatoriya.133-137.

20. Chlenov V.A., Mykhailov N.V. (1972). Vybrokypashchyi sloi. M.: Nauka. 341.

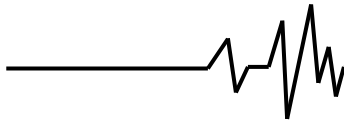
21. Blekhman Y.Y.( 1994) .Vybratsyonnaia mekhanyka. M: Fyzmatlyt. 400 .

#### УПРАВЛЯЕМАЯ ВИБРАЦИОННАЯ МЕЛЬНИЦА ДЛЯ ПОМОЛА СЫПУЧЕЙ СРЕДЫ

Одним из прогрессивных типов дробильной техники является вибрационные мельницы, которые обеспечивают высокую удельную производительность при относительно низких энергозатратах, регулирующую тонину продуктов помола.

Вибрационное воздействие на продукцию существенно увеличивает ударностирующий эффект при возможности широкого и отдельного варьирования ударного и стирающего факторов. Значительная скорость протекания механических и теплообменных процессов, высокая степень однородности получаемой продукции, возможность эффективного осуществления тонкого измельчения и диспергирования продукта при сравнительно невысоких энергозатратах обуславливают широкое использование вибрационного измельчения.

Разработана конструктивная схема мельницы, в котором плоское вертикальнодиоче вибрационное поле обеспечивает подъем части загрузки и с помощью транспортно-перегрузочного устройства осуществляет непрерывное регулируемое его перемещения с одной помеленной камеры в другую, тем самым обеспечивается циркуляционно-пространственный движение среды, в которой происходит процесс помола в результате



ударного взаимодействия мелющих тел и материала, который измельчается.

Приоритетным направлением развития науки и технологий на современном уровне является разработка, создание и внедрение мехатронных систем нового поколения.

Одним из важнейших правил создания вибрационных мельниц является необходимость максимально увеличивать степень их автоматизации с целью увеличения производительности, повышения качества измельчения и снижения себестоимости технологического процесса.

Также в статье приведена структурная модель управляемого вибромлина с пространственно-циркуляционным движением загрузки который при изменении массы рабочего органа в процессе отделения и выгрузки измельченного материала с помольной камеры постоянно адаптироваться к резонансному режиму работы при заданных технологически оптимальных параметрах (производительности) и минимальных энергозатрат на Виброприводы.

**Ключевые слова:** вибромлин, пространственно-циркуляционный движение, адаптированная модель, управляемый вибромлин, мехатронных системы.

#### CONTROLLED VIBRATING MILL FOR GRINDING BULK MEDIUM

One of the advanced types of grinding equipment are vibrating mills, which provide high specific productivity at relatively low energy consumption, adjustable tone of grinding products.

Vibration impact on the product significantly increases the shock-absorbing effect with the

possibility of wide and separate variation of shock and abrasion factors. Significant speed of mechanical and heat and mass transfer processes, a high degree of homogeneity of the obtained products, the possibility of efficient fine grinding and dispersion of the product at relatively low energy consumption lead to the widespread use of vibratory grinding.

The constructive scheme of the mill is developed, in which the flat vertical vibrating field provides lifting of a part of loading and by means of the transport-reloading device carries out its continuous adjustable movement from one grinding chamber to another, thereby circulating-spatial movement of the environment in which there is a grinding process. shock interaction of grinding bodies and material that is crushed.

The priority direction of development of science and technologies at the modern level is the development, creation and implementation of new generation mechatronic systems.

One of the most important rules for the construction of vibrating mills is the need to maximize the degree of their automation in order to increase productivity, improve the quality of grinding and reduce the cost of the process.

Also in the article the structural model of the controlled vibromill with spatial-circulating loading movement which at change of weight of a working body in the course of separation and unloading of the crushed material from a grinding chamber constantly adapt to a resonant mode of work at the set technologically optimum parameters (productivity) and the minimum power consumption.

**Key words:** vibromill, spatial-circulatory motion, adapted model, controlled vibromill, mechatronic systems.

#### Відомості про автора

**Солоня Олена Василівна** – кандидат технічних наук, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: [solona\\_o\\_v@ukr.net](mailto:solona_o_v@ukr.net)).

**Солоня Елена Васильевна** – кандидат технических наук, доцент кафедры общетехнических дисциплин и охраны труда Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г. Винница, Украина, 21008, e-mail: [solona\\_o\\_v@ukr.net](mailto:solona_o_v@ukr.net)).

**Solona Olena** – Candidate of Technical Sciences (*Ph. D in Engineering*), Associate Professor of the Department of General Technical Disciplines and Labor Protection, Vinnytsia National Agrarian University (3, Solnyschaya St., Vinnytsia, Ukraine, 21008, e-mail: [solona\\_o\\_v@ukr.net](mailto:solona_o_v@ukr.net)).