

МОДЕЛЬ АДАПТИВНОГО ВІБРОМЛИНА ІЗ ПРОСТОРОВО-ЦИРКУЛЯЦІЙНИМ РУХОМ ЗАВАНТАЖЕННЯ

© Чубик Р.В., 2011

Розроблено структурну модель вібромлина із просторово-циркуляційним рухом завантаження, котрий при зміні маси робочого органа в процесі відокремлення і вивантаження подрібненого матеріалу з помольної камери може постійно адаптуватиметься до резонансного режиму роботи за заданих технологічно оптимальних параметрів (продуктивності) та мінімальних енергозатрат на вібропривід.

The structural model of vibromill is developed from by spatially circulation by motion of loading which at the change of mass of working organ in the process of separation and unloading of the ground up material from a for hammers chamber constantly to adapt oneself to the resonance office hours at technologically optimum preset (to the productivity) parameter and minimum energyexpenses on a vibrooccasion.

Постановка проблеми. Вібраційний вплив на продукцію істотно збільшує ударностиральний ефект за можливості широкого і роздільного варіювання ударного (за рахунок зміни параметрів вібрації) та стирального факторів (при зміні форми коливань, конструктивного виконання робочої камери тощо). Значна швидкість перебігу механічних і тепломасообмінних процесів, високий ступінь однорідності одержуваної продукції, можливість ефективного здійснення тонкого подрібнювання і диспергування продукту за порівняно невисоких енерговитрат зумовлюють широке використання вібраційного подрібнювання. Традиційне дробильно-подрібнювальне устаткування для одержання дрібнозернистої і високодисперсної продукції є недостатньо ефективним через значне 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 вібромлинами, застосовують здебільшого для самоподрібнення великокускових матеріалів, дрібного дроблення, обмелювання (розрізняють грубе для часток розміром 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 його стадій. На першому етапі руйнуються ділянки матеріалу, що мають найменшу межу міцності, зокрема частини, що виступають; далі відбувається нагромадження залишкових деформацій і розкриття внутрішніх тріщин, що знижують 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. Одним із найпоширеніших типів вібродробильного устаткування є машини, що названі вібраційними млинами, в яких обробка продукції здійснюється потоком гранульованого наповнювача. Середовищем, що дробить, можуть бути кульки, стержні або

обкочувана керамічна галька; звідси розрізняють кульові, стержневі та галькові млини. Кульові млини особливо ефективні при надтонкому подрібненні матеріалу, стержневі установки використовуються як апарати дрібного подрібнення (можуть застосовуватися під час обробки перед кульовими млинами). Аналогічно процесу подрібнювання в звичайному відцентровому млині частки продукції руйнуються під дією ударного навантаження і сил тертя, потрапляючи в зону контакту між взаємодіючими робочими тілами. Таких контактів у вібраційному млині на порядок більше, а енергія одиничного удару мелючого тіла менша, ніж у відцентровому. Тому ефективність роботи вібромлина при подрібнюванні матеріалів значних розмірів (із розмірами понад 10 мм) знижується, а в області обробки часток високої дисперсності росте. Крім того, розглянуті машини відрізняються порівняно великою енергонапругою: близько 800...1200 кВч/м³ [1], що призводить до виділення великої кількості тепла в помольній камері. Цей параметр характеризується розміром так званої енергії ґрат або енергії, що витрачається на руйнування однієї грам-молекули кристалічного з'єднання. У вібраційних млинах основна технологічна дія реалізується за допомогою маси гранульованого наповнювача, що разом із масою продукції становить технологічне завантаження машини. При цьому маса останнього зрівняна і найчастіше є більшою за масу робочого контейнера. Тому поведінка технологічного завантаження може визначати основні закономірності перебігу процесу подрібнювання у вібромлинах.

Внаслідок складності динамічних процесів, що відбуваються як у технологічному завантаженні, так і під час його взаємодії з вібрувальним органом, у багатьох роботах (зокрема в роботах [2–4]) було запропоновано враховувати вплив маси наповнювача приблизно у вигляді еквівалентної приєднаної до контейнера маси, а сили непружних опорів подавати пропорційними до першого степеня швидкості руху робочої камери. Як показали дослідження [5–7], врахувати інерційні властивості технологічного завантаження можна за допомогою нелінійного елемента $a \cdot w^2/g$, який однозначно визначає фазні кути відриву φ_v і зустрічі φ_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) розв'язано 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. Зважаючи на особливо високу питому енергоємність вібромлинів та постійну зміну маси завантаження робочого органу (помольної камери), оскільки в результаті циркуляційного руху завантаження постійно відбувається відокремлення і вивантаження подрібненого матеріалу з помольної камери, постійно змінюється в часі власна резонансна частота вібромлина. В результаті не забезпечується постійний резонансний режими роботи вібромашин цього класу, що, своєю чергою, не забезпечує мінімальних енергозатрат на вібропривід та понижує техніко-економічні параметри цього технологічного обладнання. Беручи до уваги широке застосування вібромлинів у гірничо-металургійній промисловості, з огляду на їх велику енергонапругу (енергію, що витрачається на руйнування однієї грам-молекули кристалічного з'єднання), доцільна постійна адаптація частоти вимушувальної сили до частоти власних коливань вібромлина із метою забезпечення постійного резонансного режиму роботи цієї електромеханічної системи.

Аналіз останніх досліджень. В роботі [9] показано, що застосування зворотного зв'язку в коливних механічних системах резонансного типу синхронізуватиме вплив зовнішньої циклічної вимушувальної сили та власні коливання механічної коливної системи. В результаті цього при зміні в часі приведеної маси вібромашин змінюється частота вимушувальної циклічної сили, забезпечу-



Рис. 1. Вібраційний млин VM-400

невігідних нерезонансних режимах. Окрім того, цей 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. Розглядаючи роботу вібромлина як елемента в складі технологічних ліній та комплексів для підтримання технологічно обумовлених оптимальних параметрів, доцільно приділити увагу стабілізації його основних характеристик – продуктивності та інтенсивності віброруйнування (частки продукції руйнуються під дією ударного навантаження і сил тертя, потрапляючи в зону контакту між робочими тілами, що взаємодіють). Для стабілізації продуктивності вібромлинів доцільно застосовувати технологію, розроблену авторами в роботі [11], котра дає змогу за мінімальних енергозатрат на вібропривід забезпечити оптимальні із технологічного погляду параметри вібраційного поля.

Постановка задачі. Розробити структурну модель вібромлина із просторово-циркуляційним рухом завантаження, котрий при зміні маси робочого органа в процесі відокремлення і вивантаження подрібненого матеріалу з помольної камери постійно міг адаптуватися до резонансного режиму роботи за заданих технологічно оптимальних параметрів (продуктивності) та мінімальних енергозатрат на вібропривід.

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 механічних і тепломасообмінних процесів, високий ступінь однорідності одержуваної продукції, можливість ефективного здійснення тонкого подрібнювання і диспергування продукту за порівняно невисоких енерговитрат зумовлюють широке використання вібраційного подрібнювання. Вібраційні млини поєднують достатньо високу інтенсивність технологічної дії з порівняно простою конструкцією. Питома продуктивність цих машин практично в 5 разів перевищує подібні параметри для відцентрових млинів. За основу для розроблення структурної моделі вібромлина із просторово-циркуляційним рухом завантаження, котра при зміні маси робочого органа (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 вібропривід, доцільно брати вібраційний млин VM-400 (рис. 1) [12] котрий реалізовано за патентом [13].

ючи тим самим постійний резонансний режим роботи вібраційної технологічної машини (ВТМ). В роботі [10] автори запропонували принципово новий метод керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин, котрий дає змогу оптимізувати процес настроювання на постійний резонансний режим та забезпечити оптимальні режими роботи за мінімальних затрат енергії на вібропривід. Зменшення енергозатрат за цього методу керування зумовлене тим, що таке керування дає змогу швидше здійснювати корекцію нерезонансного режиму роботи, і, як наслідок, машина менше часу працюватиме в економічно

Розглянемо принцип роботи пропонованого адаптивного вібротомли. Внаслідок роботи керованого дебалансного вібробудувача 9 помольна камера 1 адаптивного вібротомли здійснює еліптичні коливання, в результаті котрих відповідно до [12, 13] виникає ефект вібротранспортування сипкого середовища (гірської породи, руди, мінеральних солей тощо). Рух цього середовища відбувається по замкненому циклі (позиція 4 на рис. 3). Внаслідок втомлювального руйнування матеріалу під дією циклічних навантажень та за рахунок удару і стирання оброблюваного матеріалу при взаємодії його часток між собою та із поверхнею робочого тіла, котре може бути представлене кульками, стержнями або обкочуваною керамічною галькою, відбувається подрібнення (гірської породи, руди, мінеральних солей тощо). Процес подрібнення (руйнування) певного довільного суцільного (цілісного) елемента сипкого середовища відбувається під час вібротранспортування протягом усього замкненого циклу (позиція 4 на рис. 3). Кількість циклічних проходів певного довільного суцільного (цілісного) елемента сипкого середовища та елементів, котрі утворились в процесі його подрібнення, визначається розміром вивантажувальної решітки 11, тобто як тільки розмір подрібнених елементів стає меншим за отвори вивантажувальної решітки, то під час вібротранспортування по її поверхні ці елементи покидають адаптивний вібротомлин через рукав 12 у вигляді готової продукції. Маса готової продукції, що покидає адаптивний вібротомлин $\Delta M_v = f(t)$ через рукав 12, є складною змінною у часі функцією, що враховує дуже багато факторів, завдяки котрим відбувається руйнування продукції в замкненому робочому циклі адаптивного вібротомли. (Руйнування цілісного неоднотипного об'єму гірської породи залежатиме від структури речовин, з котрих він складається, та їх процентного вмісту, а в різних шматках неоднотипного об'єму гірської породи є різний вміст як в процентному, так і в структурному відношенні. Тому час, витрачений на руйнування різних цілісних елементів гірської породи, буде різним і передбачити поведінку функції $\Delta M_v = f(t)$ в часі доволі складно. В результаті постійного вилучення готової продукції із адаптивного вібротомли через рукав 12 постійно змінюється маса робочого органа [14] вібротомли, тобто помольної камери 1 та відповідно приведеної маси [14] коливної системи, що призводить до постійної зміни в часі власної резонансної частоти адаптивного вібротомли. Для поповнення маси сипкого матеріалу у помольній камері 1 адаптивного вібротомли та виконання ним його безпосереднього технологічного призначення через рукав завантаження 8 здійснюється постійне в часі завантаження матеріалу $\Delta M_z = f(t)$ (гірської породи, руди, мінеральних солей тощо), подрібнення котрого відбувається у адаптивному вібротомлі. Функція $\Delta M_z = f(t)$, як і $\Delta M_v = f(t)$, є причиною нестабільності та зміни у часі власної резонансної частоти адаптивного вібротомли, тобто є збурювальним фактором, якщо адаптивний вібротомлин розглядати як об'єкт керування. Внаслідок роботи керованого дебалансного вібробудувача 9 та еліптичних рухів помольної камери 1 відбувається постійне вивантаження через 12 готової та завантаження через 8 ще не подрібненої продукції. Для зменшення енергозатрат на дебалансний вібропривід та підвищення продуктивності вібротомли на помольній камері 1 розміщено давач вібрації 14. Інформація із цього давача вібрації 14 містить дані про дійсне миттєве значення горизонтальної $|a_d|_h \cdot \sin(w_p t \pm j)$ та дійсне миттєве значення вертикальної $|a_d|_v \cdot \sin(w_p t \pm j)$ складової вимушених коливань помольної камери 1 адаптивного вібротомли. Ця інформація із давача 14 надходить на один із входів детектора зсуву фаз 15 та на вхід блока 17 синтезу технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля помольної камери 1 адаптивного вібротомли та на вхід компаратора 18. На другий вхід детектора зсуву фаз 15 потрапляє інформація із блока 19 синтезу частоти збурювальної циклічної вимушувальної сили дебалансного вібропривода $|F_p| \cdot \sin((w_p \pm \Delta_w) \cdot t)$ про частоту циклічної вимушувальної сили w_p із котрою електродвигун 13 приводить в дію дебаланси вібропривода 9 та відповідно помольну

камеру 1. Враховуючи [14–16], що в зоні резонансу вібромашини існує дуже різка зміна фазового кута e , а при резонансі виникає відставання вимушених коливань помольної камери 1 від циклічної вимушувальної сили вібропривода 9 на чверть періоду ($e = p/2$), то, відслідковуючи у блоці 15 зсув фаз e [10] між власними коливаннями помольної камери 1 та вимушувальної сили вібропривода 9 і обчислюючи його в реальному масштабі часу за його величиною, можна чітко та однозначно встановити, в який бік від резонансного режиму роботи і наскільки змістилась коливна система адаптивного вібромлина внаслідок 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 ($e = p/2$) коливної системи вібромлина $e(t) = [p/2] \pm \Delta(t)$, де $\Delta(t) = e_1(t) - e_2(t)$, де $e_1(t)$ та $e_2(t)$ – кут між власними коливаннями помольної камери 1 та циклічною вимушувальною силою вібропривода 9 в час t_1 та t_2 відповідно. Ця інформація $e(t)$ в процесі роботи адаптивного вібромлина безперервно передається в компаратор 16, де порівнюється із інформацією, котра надходить із блока 17 синтезу технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивного вібромлина. Технологічно оптимальним із погляду енергозбереження є режим роботи вібромлина, за котрого $e = p/2$ (резонансний режим роботи $w_p = w_0$, де w_0 – власна резонансна частота вібромашини). Тому в компараторі 16 іде постійне в часі порівняння $e(t) = p/2$ і відповідно до різниці $(p/2) - e(t)$ в блоці 19 синтезу частоти збурювальної циклічної вимушувальної сили формується зміна частоти збурювальної циклічної вимушувальної сили на величину $\pm \Delta_w$. Величина поправки $\pm \Delta_w$ на частоту збурювальної циклічної вимушувальної сили $|F_p| \cdot \sin((w_p \pm \Delta_w) \cdot t)$ спрямована завжди на забезпечення постійної рівності в часі $e_1(t) - e_2(t) = p/2$. В результаті постійної корекції частоти збурювальної циклічної вимушувальної сили ($w_p \pm \Delta_w$) забезпечується постійний резонансний режим роботи вібромлина шляхом адаптації частоти вимушувальної циклічної сили до змінної в часі (завдяки зміні маси $\Delta M_z + \Delta M_v$ помольної камери 1) власної резонансної частоти w_0 вібромлина. Такий принцип керування роботою вібромлина і така конструкція вібромлина забезпечують мінімальні енергозатрати на вібропривід завдяки постійному резонансному режиму роботи.

З метою забезпечення стабільності в часі оптимальних наперед заданих технологічних параметрів вібраційного поля [17–21] адаптивного вібромлина за мінімальних енергозатрат на вібропривід застосовується другий контур керування (стабілізації). При зміні власної резонансної частоти $w_0 \pm \Delta_w$ адаптивного вібромлина відбувається і зміна енергетичних параметрів вібраційного поля, а це, своєю чергою, приводить до зміни інтенсивності віброобробки (руйнування).

У 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. Цими параметрами є w_d та a_d дійсна (на певний момент часу) частота та амплітуда коливань помольної камери 1 адаптивного вібромлина. Якщо за критерій оцінки вібраційного поля адаптивного вібромлина взяти питому роботу $A_p = w_d^2 \times a_d^2$ [17–19] вимушувальної сили дебалансного вібропривода 9, то блок 17 з метою забезпечення постійної в часі питомої роботи вібраційного поля A_p при новій (постійно змінній) власній резонансній частоті $w_0 \pm \Delta_w$ адаптивного вібромлина

розрахує необхідну амплітуду коливань a_n на заданій резонансній частоті w_0 так, щоб в часі не змінювався добуток $w_d^2 \times a_d^2$. Тобто на виході блока 17 ми постійно отримуємо значення необхідного рівня амплітуди коливань помольної камери 1 за заданої (дійсної) частоти її коливань. Враховуючи, що коливання адаптивного вібротомлина вимушені, то частота вимушувальних коливань w_p дебалансного вібропривода 9 ідентична за значенням дійсної частоти коливань w_d помольної камери 1, та той факт, що перший контур керування постійно у часі адаптує частоту вимушувальних коливань w_p дебалансного вібропривода 9 до частоти власних резонансних коливань w_0 вібротомлина, то $w_p = w_d \rightarrow w_0$. Зважаючи на це, розрахунок необхідної амплітуди коливань a_n на цій резонансній частоті w_0 буде виконано за співвідношенням $a_n = [w_z^2 \times a_z^2] / w_0^2$, де w_z^2 та a_z^2 – наперед задані із технологічного погляду оптимальні параметри вібраційного поля адаптивного вібротомлина. 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 збурювальної циклічної сили формується величина та напрям $\pm \Delta_b$ зміни кута дебалансів вібропривода 9. В нашому випадку маси дебалансів однакові, тому нормальні або відцентрові сили, які виникають при їхньому обертанні відносно осі дебалансного вала, будуть однаковими за модулем та визначатимуться згідно з виразом $|F_1| = |F_2| = m \cdot e \cdot w_p$, де m та e – маса і ексцентриситет дебалансу вібропривода 9. Загальна циклічна вимушувальна сила дебалансного вібропривода 9 дорівнює $F_p = |F_1| + |F_2|$ амплітудне значення вимушувальної сили $F_p = 2 \cdot \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(b \pm \Delta_b)}$. Отже, на основі $\pm \Delta_b$ блок 21 здійснює зміну кута між небалансами вібропривода $b \pm \Delta_b$ 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 цього співвідношення $w_0^2 \times a_n^2 = w_z^2 \times a_z^2 = const$.

В процесі роботи запропонованого адаптивного вібротомлина із просторово-циркуляційним рухом завантаження сипкого середовища незалежно працюють два контури керування (підстроювання) – контур налагодження на резонансний режим роботи, до складу котрого в умовно-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 вібротомлина, 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 корекцію резонансного режиму роботи вібротомлина, другий контур є вторинним і він здійснює корекцію амплітуди вимушувальної сили уже на резонансній частоті роботи адаптивного вібротомлина.

У виразі $2 \cdot \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(b \pm \Delta_b)} \cdot \sin((w_p \pm \Delta_w) \cdot t)$, котрий описує циклічну вимушувальну силу дебалансного вібропривода 9 адаптивного вібротомлина, перший контур керування змінює частоту циклічної вимушувальної сили вібропривода 9, тобто $w_p \pm \Delta_w$, а другий контур керування змінює амплітуду циклічної вимушувальної сили вібропривода 9, тобто $b \pm \Delta_b$.

Висновки. Запропонована структура та двоконтурний принцип керування роботою адаптивного вібротомлина із просторово-циркуляційним рухом завантаження, забезпечують

мінімальні енергозатрати на вібропривід завдяки постійному резонансному режиму роботи за наперед заданих технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля помольної камери вібромлина.

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. – 80 с.
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. – 124 с.
6. Rose H.E. Hochleistungs-Schwingmuhlen. – Chemie-Ingr-Tech., 1962, 34, janrg, 6.
7. Raasch J. Zuz Mechanik der Schwingmuhlen – Chemie-Ingr-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. Адаптивна система керування режимами резонансних вібраційних технологічних машин дис... к-та техн. наук. – Львів, 2007. – 266 с.
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. Обгрунтування параметрів вібраційного млина з просторово-циркуляційним рухом гірської маси: дис... к-та техн. наук. – Дніпропетровськ, 2006. – 174 с.
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. – 3 с.
14. Повідайло В.О. Вібраційні процеси та обладнання. – Львів: Видавництво НУ “Львівська політехніка”, 2004. – 248 с.
15. Тимошенко С. П., Янг Д. Ж., Уивер У. (Перевод с английского канд. физ.-мат. наук Корнейчука Л. Г. под ред. чл.-корр. АН СССР Григолюка Э. И.) Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
16. Хайкин С.Э. Физические основы механики. – М.: Наука, 1971. – 751 с.
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. – 341 с.
21. Блехман И.И. Вибрационная механика. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с.