

1977, №42. 11. А.с. 1511083, МКИ В 24 В31/06 Контейнер устройства для вибрационной обработки./ Л.М. Лубенская, А.А. Береженко, В.А. Власов и др. – Оpubл. в Б.И., 1989, №36. 12. Пат. 48404А Украина, МКИ В 24 В31/06 Вибрационная машина / Е.В. Бранспиз, Л.М. Лубенская, Д.Л. Перов и др. – Оpubл. в Б.И., 2002, №8. 13. А.с. 715302 СССР, МКИ В 24 В31/06 Установка для вибрационной обработки деталей в абразивной среде./Ф.С. Юнусов, В.В. Якунин, А.П. Абызов. – Оpubл. в Б.И., 1980, №6. 14. А.с. 764952 СССР, МКИ В 24 В 31/06 Футеровка / Н.И. Тимохин, В.Д. Белозеров, Г.И. Давыдова. – Оpubл. в Б.И., 1980, № 35. 15. Опирский Б.Я., Денисов П.Д. Новые вибрационные станки. Львов, 1991. 16. Блехман Н.И., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационное перемещение. – М., 1964. 17. Калмыков М.А. Повышение эффективности процесса вибрационной обработки крупногабаритных деталей. Дис. на соиск. степени канд. техн. наук, Харьков, 2006. – 223 с.

УДК 621.22 + 622.74

І.В. КОЦ

Вінницький національний технічний університет, м.Вінниця.

ДИНАМІКА ГРОХОТІВ З ГІДРАВЛІЧНИМ ШТОВХАЮЧИМ ПРИВОДОМ

© Коц І.В., 2006

Наведено аналіз робочого процесу і математичну модель грохота з гідравлічним штовхаючим приводом, дистанційне керування якого здійснюється автоматичним гідророзподільвачем – двокаскадним клапаном-пульсатором. Застосування цього гідравлічного привода забезпечує здійснення асиметричного циклу при зворотно-поступальних рухах транспортувального органа грохота. Математична модель надає можливість вивчення якісних та кількісних залежностей технічних показників устаткування від його конструктивних, силових та енергетичних параметрів.

The analysis of working process and mathematical model of screen with pushing hydraulic drive, remote control of which is carried out of automatic hydraulic distributor – valve-pulsator with double cascades is considered. The application of this hydraulic drive realization of asymmetric cycle in case of reverse-forward motions of transporting organ of screen. The mathematical model gives possibility of study of quality and quantitative dependences of technical indexes equipment from its structures, power and energy parameters.

Постановка проблеми. Вібраційне грохочіння широко застосовується у гірничій, металургійній, хімічній та багатьох інших галузях промисловості, що пов'язані з переробкою сипкої сировини. Від ефективності і продуктивності цього процесу залежить якість і собівартість вихідної продукції. Для забезпечення високої продуктивності грохочіння здійснюється товстим шаром з підкиданням. Грохочіння у такому разі є результатом спільної взаємодії таких складових, як: сегрегація, просіювання і вібротранспортування. Сучасна сировинна, екологічна та енергетична ситуація передбачає подальше вдосконалення процесів грохочіння, зокрема, поліпшення якості і підвищення ефективності технологічного обладнання. Отже, розроблення і дослідження вібраційних грохотів нових конструкцій, в яких реалізуються досконаліші технології грохочіння, а також визначення закономірностей, що пояснюють і описують динаміку вібраційного грохочіння у взаємозв'язку “привід – грохот – сипка сировина” є актуальною науковою проблемою, що має важливе значення для галузей промисловості, які переробляють мінеральну сировину.

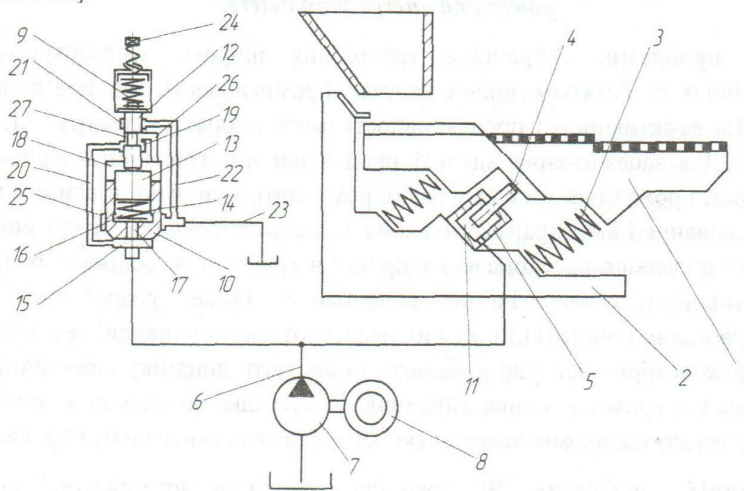
Аналіз останніх досліджень. Як показали аналітичні дослідження розробок в галузі грохочіння сипкої сировини, основним вузлом привода вібраційних грохотів, що визначає ступінь

їхньої досконалості, надійності, функціональні можливості, а часто і вартість, є вібратор, призначення якого полягає у перетворенні підведеної енергії в енергію механічних коливань. Сучасні вібротранспортувальні машини оснащені зазвичай електромеханічними, електромагнітними і рідше пневматичними і гідравлічними приводами. Найчастіше застосовують вібратори дебалансного типу, що основані на силовому інерційному принципі збудження коливань [1 – 3,7]. Недоліком відомих і використовуваних в промисловості приводів вібраторів, незалежно від їхнього типу, є те, що всі вони мають симетричний цикл роботи, аналогічний широковідомим дебалансним механічним і електромагнітним вібраторам. Інакше кажучи, транспортувальний орган рухається у прямому і зворотному напрямках за ідентичним законом, причому циклічність роботи не пов'язана з циклограмою руху переміщуваного вантажу. Це призводить до того, що за один цикл переміщення вантажу він піддається багаразовій дії транспортувального органу, що призводить до зменшення швидкості транспортування, подрібнення і підвищення енерговитрат.

Завдяки загальновідомим перевагам гідропривода і його широкому застосуванню в сучасних машинах, використання гідросистеми як джерела енергії в багатьох випадках виявляється і технічно, і економічно найвиправданішим. Від інших типів вібраторів гідравлічні вигідно відрізняються питомою потужністю, герметичністю, малим рівнем шуму, можливістю у широкому діапазоні варіювати амплітуду і частоту вібрації. Причому ККД гідравлічних віброприводів досягає 0,9, а металоемність і габаритні розміри в 2...3 менші.

Формулювання мети дослідження. Метою цих досліджень є обґрунтування параметрів і розроблення гідравлічного привода штовхаючого привода для грохота, який оснащений автоматичним гідророзподілювачем – двокаскадним клапаном-пульсатором, що дає змогу забезпечити керований згідно із заданим законом асиметричний закон зворотно-поступального руху транспортувального органу, підвищити рівень надійності, експлуатаційні показники і здатність до регулювання вихідних технологічних параметрів віброгрохоту.

Виклад основного матеріалу. На рисунку показана конструктивна схема гідравлічного штовхаючого привода – збуджувача коливань, який використовувався для приведення в коливальний рух транспортувального органу грохота, призначеного для відсіву дрібних складових коксу, агломерату, котунів та іншої сипкої сировини з розмірами шматків початкового продукту не більше ніж 300...400 мм. В основу розробки покладені технічні рішення, дослідження яких здійснюються у Вінницькому національному технічному університеті спільно з Інститутом геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України і які запропоновані нами у низці попередніх публікацій [5, 6 та інш.].



Конструктивна схема грохота із гідравлічним штовхаючим приводом

Вібраційний грохот складається з транспортувального органа 1, основи 2, сполучених один з одним за допомогою пружних елементів 3. Як виконавчий орган збуджувача коливальних використовуюється плунжерний гідроциліндр, у який входить плунжер 4 і корпус 5, встановлений під деяким кутом до напрямку транспортування. Робоча порожнина плунжерного гідроциліндра за допомогою трубопроводів 6 сполучена з насосом 7, що приводиться в рух електродвигуном 8, а також з автоматичним гідророзподільвачем – двокаскадним клапаном-пульсатором.

Гідравлічний штовхаючий привод грохоту працює так. Під дією тиску робочої рідини, що надходить від приводного гідронасоса 7 в робочу порожнину 11 плунжерного силового гідроциліндра, відбувається переміщення – прямий хід плунжера 4 відносно корпусу 5, а також транспортувального органа 1, що контактує з ним, і технологічного навантаження – сипкої сировини, що міститься на ньому, у напрямі переміщення плунжера 4. Одночасно відбувається деформація пружних елементів 3 і накопичення потенційної енергії для подальшого зворотного ходу. В цьому положенні робоча рідина під тиском від приводного гідронасоса 7 також подається в підклапанну порожнину 15 і за допомогою відкритої дросельної щілини між кромкою золотника 12 і кільцевим розточуванням 19 в надклапанну порожнину 10. Клапан другого каскаду 11 притиснутий робочим тиском до сідла, оскільки зусилля від тиску робочої рідини на площу поперечного перерізу, на яку діє воно з боку надклапанної порожнини 18 в сумі із зусиллям пружини 14 більше, ніж зусилля протидії з боку підклапанної порожнини 15. Зусилля від тиску робочої рідини, що надходить в порожнину 16, за допомогою плунжера-штовхача 13 передається на двокромковий золотник 12 і після досягнення деякого заданого тиску p_n , на який налаштована пружина 9, він починає переміщуватися. Дросельна щілина, що зв'язує кільцеве розточування високого тиску 19 через канал 26 з надклапанною порожниною 18, закривається і відбувається з'єднання надклапанної порожнини 18 із зливною кільцевою розточкою 21. З'єднання надклапанної порожнини 18 із зливною магістраллю приводить до падіння тиску в ній до мінімального значення. З боку підклапанної порожнини 15 створюється зусилля тиску, що здатне відкрити клапан другого каскаду 10, і він відкривається. Напірна магістраль 6 і робоча камера 11 з'єднуються із зливною магістраллю. Тиск у всій гідросистемі падає до зливного. Під дією потенційної енергії, закумульованої пружним елементом – пружиною повернення 3, здійснюється переміщення – зворотний хід транспортувального органу 1 і плунжера 4 в початкове положення. Оскільки проекція пришвидшення на вертикальну вісь при переміщенні транспортувального органу буде значно більшою від пришвидшення вільного падіння транспортованого матеріалу – сипкої сировини, то відбудеться їхнє розділення. Отже, транспортувальний орган 1 грохота повернеться в початкове положення, а матеріал, що транспортується, здійснивши вільне падіння, переміститься в горизонтальному напрямі і в кінці падіння зустрінеться з транспортувальним органом 1. Робочий плунжер 4 витісняє робочу рідину з робочої камери 11 на злив через відкритий клапан другого каскаду 10. У разі пониження тиску в гідросистемі до мінімуму пружина 9 переміщує двокромковий золотник 12 і плунжер-штовхач 13 в початкове положення, а пружина 14 закриває клапан другого каскаду 10. Під дією зусиль від тиску робочої рідини, що збільшується, відбувається фіксація всіх елементів гідророзподільвача в початковому положенні і починається наступний робочий цикл, який повторюється в автоматичному режимі. В результаті послідовних періодичних імпульсів зарядки і розрядки пружних елементів 3 буде відбуватися коливальний рух площин транспортувального органа 1, що сприятиме переміщенню матеріалу вздовж площин транспортування. Підбиранням відповідної величини подачі робочої рідини і регулюванням тиску спрацювання клапана-пульсатора, можна в широких межах плавно регулювати частоту і амплітуду коливальних транспортувального органа 1. Конструктивне виконання клапана-пульсатора дає змогу за допомогою налаштування пружини 9 на певний тиск його спрацювання здійснювати управління необхідною енергією силового імпульсу робочого ходу. Частота ходів

частоту повторення силових імпульсів, передаваних плунжером 4 транспортувальному органу 1 грохоту, можна забезпечити оптимальний режим транспортування і грохочіння сипкої сировини.

Запропонований гідравлічний штовхаючий привід, дистанційно керований двокаскадним клапаном-пульсатором, вигідно відрізняється від всіх відомих тим, що за рахунок конструктивних особливостей цього привода вдається забезпечити асиметричність робочого циклу за заданим законом, а також досягти цілого ряду таких переваг: підвищеного рівня питомої потужності; малих габаритних розмірів; можливості і простоти регулювання параметрів технологічного процесу в широкому діапазоні, оскільки керування у такому разі здійснюється тільки по потоку робочої рідини (змінюючи тиск спрацьовування клапана-пульсатора за допомогою налаштування пружини 9 і змінюючи продуктивність приводного гідронасоса 8). Робота автоматичного гідророзподільвача – клапана-пульсатора практично не залежить від початкових умов, а визначається тільки тиском рідини в робочій камері у момент стиснення пружин повернення 3. Гарантується також стабільність робочого циклу і підвищується надійність функціонування привода грохота.

Для аналітичного описання робочого процесу цієї системи була розроблена математична модель, яка дає змогу визначити основні робочі параметри і характеристики грохота з гідравлічним штовхаючим приводом.

Складаючи диференціальні рівняння, які описують математичну модель гідропривода, були зроблені такі основні припущення: температуру і в'язкість робочої рідини приймаємо стабільною; хвильовими процесами нехтуємо, враховуючи невелику протяжність трубопроводів; механічну характеристику приводного електродвигуна приймаємо лінійною; коефіцієнт стисливості β , який характеризує сумарний ефект стисливості робочої рідини і деформації сполучних трубопроводів приймається постійним [4,5]; перехідний процес спрацьовування двокаскадного клапана-пульсатора на злив вважається релейним, тобто таким, що відбувається за достатньо малий час порівняно з тривалістю прямого або зворотного ходу; при відкритті клапана-пульсатора площа його прохідного перерізу змінюється релейно від 0 до $f_{3л}$; тиск на зливі приймається сталим; часом гальмування в кінці прямого і зворотного ходу, враховуючи його мале значення, нехтуємо; продуктивність Q_H гідронасоса приймається постійною, тобто незалежною від тиску в гідросистемі; об'ємні втрати робочої рідини в гідросистемі не враховують внаслідок їхнього малого значення; транспортована сипка сировина для спрощення розрахунків приймається у вигляді зосередженої маси, абсолютно жорсткою.

Фаза прямого ходу описується рівняннями руху транспортувального органа грохота спільно з транспортованим матеріалом вгору в проекціях на горизонтальну і вертикальну осі:

$$M \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \mu \frac{dx_1}{dt} + cx_1 = pF_{пл} \sin \alpha; \quad (1)$$

$$M \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \mu \frac{dy_1}{dt} + cy_1 = pF_{пл} \cos \alpha - Mg; \quad (2)$$

і рівнянням зв'язку, отриманим з умови нерозривності потоку робочої рідини в гідросистемі:

$$Q_H = F_{пл} \sqrt{\left(\frac{dx_1}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy_1}{dt}\right)^2} + \frac{dp}{dt} (W_T + F_{пл} \sqrt{x_1^2 + y_1^2}) \beta. \quad (3)$$

У (1) – (3) позначено: $M = m_1 + m_2$ – сумарна маса транспортувального органа грохота m_1 і маси сипкої сировини на ньому m_2 ; $\frac{d^2 x_1}{dt^2}$, $\frac{dx_1}{dt}$, x_1 і $\frac{d^2 y_1}{dt^2}$, $\frac{dy_1}{dt}$, y_1 – відповідно проекції на горизонтальну і вертикальну осі пришвидшення, швидкості і переміщення центра маси транспортувального органа

І грохота; μ – коефіцієнт в'язкого демпфування; c – жорсткість пружних елементів повернення; p – поточний тиск в гідросистемі; $F_{\text{пл}}$ – ефективна робоча площа плунжера 4; W_{Γ} – загальний об'єм гідросистеми; α – кут нахилу осі плунжера силового гідроциліндра до горизонту; g – пришвидшення вільного падіння.

Фазу зворотного ходу можна представити відповідно рівняннями:

– руху транспортувального органа вниз окремо від транспортованої сипкої сировини у в проекціях на горизонтальну і вертикальну осі:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \mu \frac{dx_1}{dt} + cx_1 = cx_{10} - pF_{\text{пл}} \sin \alpha ; \quad (4)$$

$$m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \mu \frac{dy_1}{dt} + cy_1 = cy_{10} + m_1 g - pF_{\text{пл}} \cos \alpha ; \quad (5)$$

– витрати з робочої порожнини і гідросистеми на злив через прохідний переріз основного випускного отвору клапана-пульсатора :

$$\sigma \sqrt{(p - p_{\text{зн}})} = Q_{\text{н}} + F_{\text{пл}} \sqrt{\left(\frac{dx_1}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy_1}{dt}\right)^2} + \frac{dp}{dt} [W_{\Gamma} + F_{\text{пл}} (\sqrt{x_{10}^2 + y_{10}^2} - \sqrt{x_1^2 + y_1^2})] \beta ; \quad (6)$$

– вільного падіння транспортованого матеріалу, який піддається грохочінню:

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = 0 ; \quad (7)$$

$$m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} = 0 . \quad (8)$$

В рівняннях (4) – (8) введені додаткові позначення: x_{10} і y_{10} – кінцеві координати зміщення транспортувального органа грохота у фазі прямого ходу; $\sigma = \kappa f_{\text{зн}} \sqrt{2/\rho}$ – гідропровідність основного прохідного перерізу автоматичного гідророзподільвача – двокаскадного клапана-пульсатора, де κ – коефіцієнт гідравлічних втрат; $f_{\text{зн}}$ – прохідна площа поперечного перерізу в основному випускному отворі клапана-пульсатора; ρ – густина робочої рідини; $\frac{d^2 x_2}{dt^2}$, $\frac{d^2 y_2}{dt^2}$ – відповідно проекції

пришвидшення центра мас транспортованого матеріалу, який підлягає грохочінню.

Аналітичне розв'язання системи рівнянь (1) – (8), які описують робочий процес гідравлічного штовхаючого привода – збуджувача коливань грохоту, є доволі складними, враховуючи їхню нелінійність. Найдоцільнішим є розв'язання їх числовими методами за допомогою ЕОМ. Автором розроблена методика розв'язання цих систем рівнянь з використанням стандартних підпрограм інтегрованої системи програмування MathCAD. Остаточні результати розв'язань рівнянь прямого ходу були початковими для розв'язання рівнянь зворотного ходу. Отримані результати теоретичних розрахунків параметрів і характеристик коливальної системи грохота можуть бути використані при проектуванні подібних гідравлічних приводів вібраційної дії для грохотів і віброконвеєрів.

Виготовлені експериментальні зразки грохотів з гідравлічним штовхаючим приводом запропонованої конструкції і виконані лабораторні дослідження їхніх технічних параметрів підтвердили ефективність їхньої роботи. Ведуться роботи з подальшої експериментальної перевірки теоретичних результатів і впровадження дослідно-промислових зразків грохотів у виробництво.

Висновки

1. Розглянуто конструктивне виконання гідравлічного штовхаючого привода і системи його дистанційного керування за допомогою автоматичного гідророзподільвача – двокаскадного клапана-пульсатора, яке забезпечує здійснення асиметричного характеру зворотньо-поступального руху транспортувального органу грохота за заданим законом, для досягнення ним оптимального режиму сегрегації, просіювання і переміщення сипкої сировини. Використання цього гідравлічного привода дає змогу в достатньо в широких межах змінювати як частоту повторення силових імпульсів – коливань, так і величину амплітуди, а також змінювати величину силової дії, що прикладається до коливальної системи грохота, завдяки змінам налаштування спрацьовування клапана-пульсатора. Наявність таких широких технічних можливостей в галузі регулювання основних параметрів динамічної коливальної системи грохота сприяє підвищенню ефективності здійснення технологічних процесів грохочіння і транспортування сипкого матеріалу.

2. Запропонована математична модель робочого процесу гідравлічного штовхаючого привода грохота, яка дає змогу обґрунтувати кінематичні, динамічні і геометричні параметри цієї коливальної системи грохота, гідросистеми і керуючого клапана-пульсатора залежно від режимів його роботи та величин діючих навантажень від переміщуваної сипкої сировини.

1. Вопросы динамики тяжелых грохотов с пневматическим толкающим приводом / В.Н. Потораев, И.И. Круш, Л.М. Шифрин, А.В. Сергиенко // В кн.: Теория и расчет горных машин. Сб. науч. тр. – Киев: Наукова думка, 1982. – С. 116 – 120. 2. Вайсберг Л.А. Вибрационное грохочение сыпучих материалов. Моделирование процесса и технологический расчет грохотов / Л.А. Вайсберг, Д.Г. Рубисов – СПб., 1994. 3. Букин С.Л., Соломичев Н.Н. Обоснование рабочего режима трехмассового грохота // Машиностроение и техносфера на рубеже XX века. – Донецк: ДонГТУ, 1999. –Т.1.– С. 108 – 111. 4. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.; Под ред. В.Н. Прокофьева. – М., 1978. 5. Иванов М.Е., Искович-Лотоцкий Р.Д., Коц И.В. Специальная гидроаппаратура управления короткоходовыми возвратно-поступательными прямолинейными и вращательными перемещениями в машиностроении. Обзор. – М., 1982. 6. А.с. № 906844 СССР. МКИ В 65 G 25/08. Привод конвейера переталкивающего типа / Б.А. Земляков, И.В. Коц, П.В. Плацевский (СССР). – № 2961164/24-12. Заявл. 16.07.80; Оpubл. 23.02.82, Бюл. № 7. – С. 42. 7. Надутый В.П., Лапшин Е.С. Поведение сыпучей среды на перфорированной поверхности при вибрационном воздействии // Материалы V междунар. науч. школы-семинара “Импульсные процессы в механике сплошных сред”. – Николаев, 2003. – С. 112 – 115.