

ОБГРУНТУВАННЯ РЕЖИМУ РОБОТИ ВІБРАЦІЙНИХ ПРИВОДІВ ПНЕВМАТИЧНОГО ТИПУ

Мета. В роботі наголошено на важливості проблеми інтенсифікації процесів випуску насипних матеріалів з будь-яких ємностей в умовах гірничих та гірничозбагачувальних підприємств.

Методи дослідження. Використання вібраційних засобів боротьби з явищами зависання та зводоутворення матеріалів в блоках, рудозвальних висхідних виробках, бункерах дозволяє суттєво знизити їхню кількість за рахунок впливу коливань певних режимів на частинки матеріалу, зниження коефіцієнтів тертя між ними і підвищення тим самим їхньої плинності. Зроблено оцінку актуальності теми дослідження. На підставі огляду науково-технічної інформації розглянуто існуючі варіанти конструкцій таких пристроїв та вимоги до них.

Наукова новизна. Аналіз різних типів вібраційних приводів показує певні переваги пневматичних віброзбудників. Зроблено висновок про доцільність використання таких вібраційних приводів в умовах підвищеної вологості та використання ви-бухових речовин для ліквідації зависань. Проте більшість конструкцій характеризується ударним режимом роботи, який супроводжується значними динамічними навантаженнями на виконавчі елементи приводів. **Практична значимість** Оцінка рівня цих навантажень показує, що вони на порядок вище тих, що діють в приводах подібних конструкцій з безударним режимом роботи. Зроблено висновок про небезпечність таких навантажень з точки зору міцності і через це недостатній рівень надійності ударних елементів. Метою дослідження є зниження негативних наслідків ударних навантажень за рахунок застосування безударного режиму роботи приводів, доцільність якого доведена методом порівняльного аналізу. Його наукова новизна полягає в пропозиції досягти цього шляхом створення таких умов розподілення повітря в робочих порожнинах приводів, які б забезпечили гасіння динаміки рухомого поршня в кінці прямого і зворотного ходів та неможливість його зіткнення з корпусними деталями.

Результати. Реалізація такого рішення дасть можливість отримати на практиці безударний режим роботи і суттєво підвищити рівень надійності та довговічності пневматичних вібраційних приводів гірничого обладнання.

Ключові слова: пневматичний вібраційний привод, безударний режим роботи, надійність і довговічність віброприводів.

doi: 10.31721/2306-5435-2017-1-102-139-143

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. Інтенсифікація процесів випуску насипних матеріалів з ємностей (блоків, рудозвальних висхідних виробок, бункерів) - один з головних напрямків розвитку технічного прогресу в гірничорудній промисловості, де на ці операції припадає 30-40 % усіх трудовитрат. Численні перевантаження гірничої маси під час її видобутку, транспортування і переробки на гірничозбагачувальних підприємствах супроводжуються частими зависаннями і зводоутвореннями.

Використання вібраційної техніки дає можливість суттєвим чином впливати на характер гравітаційного витікання насипних матеріалів з ємностей [1-5]. Вібрації сприяють зниженню ефективних коефіцієнтів тертя між частинками матеріалу, підвищують його плинність і швидкість витікання з випускного отвору.

Існуючі конструкції віброзбудників для інтенсифікації випуску гірничої маси з ємностей постачаються різними типами приводів, в тому числі пневматичними, що відрізняються простотою конструкції, економічністю, надійністю, безпекою обслуговування [1-6]. Обґрунтування раціональних параметрів пневматичних вібраційних приводів є важливим та актуальним науковим завданням.

Таким чином, актуальність теми роботи не викликає сумнівів.

Аналіз досліджень і публікацій. Специфіка роботи гірничої техніки, вимоги, що визначаються технологічними особливостями випуску і транспортування гірничої маси, обумовлюють межі раціональних параметрів коливань вібраційних засобів механізації цих процесів. Для ефективного руйнування зависань насипних матеріалів, а також їхнього подальшого транспортування з максимальною швидкістю необхідні частоти коливань порядку 15-25 Гц і амплітуди 2-5 мм [1-3]. Разом із відцентровими, кінематичними та електромагнітними конструкціями таким вимогам відповідають і пневматичні. Крім того, важливою перевагою таких приводів є безпека роботи в умовах підвищеної вологості навколишнього середовища (наприклад, в обводнених підземних виробках) та під час ведення підричних робіт для руйнування зависань гірничої маси у випускних отворах.

На жаль, багато конструкцій пневматичних вібраційних приводів мають ударний режим роботи, який супроводжується підвищеним рівнем шуму під час експлуатації і становиться причиною зниження їхнього ресурсу. Більшість з них відрізняються недостатнім рівнем силового впливу на завислий матеріал в ємності, а ті, що задовольняють цим вимогам, не підходять за частотними характеристиками [6].

Таким чином, існує потреба у створенні нових конструкцій пневматичних вібраційних приводів для інтенсифікації процесів випуску насипних матеріалів з ємностей, які відповідають умовам ефективного руйнування зависань і склепінь гірничої маси і, у той же час, забезпечують безударний режим роботи.

Постановка завдання. Метою роботи є вибір та обґрунтування раціонального режиму роботи вібраційних приводів пневматичного типу з точки зору виникнення ударних навантажень в деталях приводу та вибір його конструктивних параметрів з метою підвищення довговічності таких пристроїв.

Викладення матеріалу та результати досліджень. Робота ударного пневматичного приводу супроводжується постійними зіткненнями його рухомих елементів, наприклад, в бурильних машинах - ударами поршня (бойка), які передаються робочому інструменту.

Згідно із сучасними уявленнями теорії механічного удару, удар – це явище, що виникає під час зіткнення тіл і супроводжується повним або частковим переходом кінетичної енергії тіл в енергію їхньої деформації [7].

Таким чином, деталі приводу, що сприймають ударні навантаження, у міцністному відношенні є найбільш уразливими [8,9].

В якості прикладу можна розглянути дві конструкції пневмоприводу, одна з яких працює в ударному режимі, а друга – в безударному. Це пневмоударник П1-75, який широко використовується для буріння свердловин під час підземної розробки руди, та поршневий пневматичний двигун П-2,5Ф. Обидві конструкції серійно випускалися Криворізьким заводом гірничого машинобудування (колишнім заводом «Комуніст») та іншими підприємствами. Вони мають подібні схеми роботи виконавчих елементів – поршень здійснює зворотно-поступальний рух в циліндрі під дією стисненого повітря.

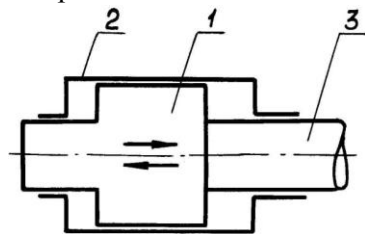


Рис. 1. Принципова схема пневмоударника П1-75: 1 - поршень; 2 - корпус; 3 - передня головка

На рис. 1 приведена принципова схема пневмоударника. Массивний поршень 1 в процесі руху в корпусі 2 (корпус і поршень постачені системою розподілення повітря) наносить удари по передній головці 3, яка передає їх бурильній штанзі. Очевидно, що поршень і головка знаходяться при цьому в найбільш важких умовах експлуатації.

На рис. 2 приведена розрахункова схема осевого зіткнення поршня і передньої головки пневмоударника П1-75.

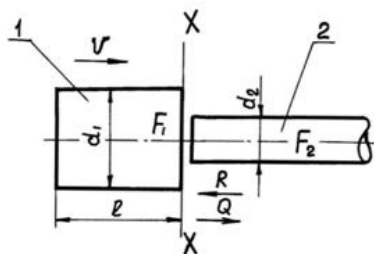


Рис. 2. Розрахункова схема осевого зіткнення поршня і передньої головки пневмоударника П1-75: 1 – поршень; 2 – передня головка

На ній позначено: d_1 і d_2 - діаметри відповідно поршня і передньої головки, м; F_1 і F_2 - площі поперечних перетинів відповідно поршня і передньої головки, м²; l - довжина поршня, м; v - передударна швидкість поршня, м/с.

Для пневмоударника П1-75 маємо $d_1=7,5 \cdot 10^{-2}$ м; $d_2=5,0 \cdot 10^{-2}$ м; $F_1=4,5 \cdot 10^{-3}$ м²; $F_2=2,0 \cdot 10^{-3}$ м²; $l=0,14$ м; $v=6$ м/с [10].

Під час удару поршня по головці відбувається взаємна деформація цих деталей, частина енергії і сили переходить у головку, а частина відбивається від площини X-X назад у поршень. При цьому коефіцієнт проходження дорівнює [11]

$$Q=2F_2/(F_1+F_2),$$

а коефіцієнт відбиття

$$R=(F_1-F_2)/(F_1+F_2).$$

Для даного випадку маємо: $Q=0,615$; $R=-0,385$.

Сила ударного імпульсу становитиме [11]

$P = EF_1 v / 2a = (2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,5 \cdot 10^{-3} \cdot 6) / (2 \cdot 4820) = 589000 \text{ Н} = 589 \text{ кН}$,
де $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ - модуль пружності сталі; $a = 4820 \text{ м/с}$ - швидкість звуку в сталі.

Тоді силовий імпульс, що проходить в головку і штангу, буде дорівнювати

$$P_2 = PQ = 589000 \cdot 0,615 = 362000 \text{ Н} = 362 \text{ кН},$$

а імпульс, відбитий назад у поршень

$$P_1 = P|R| = 589000 \cdot |-0,385| = 227000 \text{ Н} = 227 \text{ кН}.$$

Оскільки контакт між поршнем і передньою головкою здійснюється по площі F_2 , то ці деталі сприймають напруження порядку

$$\sigma = (227 - 362) \cdot 10^3 / 2,0 \cdot 10^{-3} \approx 115 - 180 \text{ МПа}.$$

Для матеріалів, з яких виготовлені поршень і передня головка, такі напруження близькі до найбільш припустимих, а часом і перевищують їх [12]. Наслідком цього стає швидкий вихід з ладу деталей, що сприймають ударні навантаження.

За даними ПАТ «Кривбасзалізрудком» максимальне напрацювання на один пневмоударник для руд міцністю $f = 10 - 14$ (за шкалою проф. М.М. Протод'яконова) не перевищує 350 м пробурених свердловин. Для таким умов швидкість буріння складає приблизно 3 м за годину. Таким чином, термін служби пневмоударника - біля 120 годин. Враховуючи ту обставину, що пневмоударник має в комплекті запасний поршень, можна вважати, що останній повністю відмовляє через 60 годин роботи.

У той же час, ресурс поршня поршневого пневматичного двигуна П-2,5Ф, який працює в безударному режимі, складає не менше 768 годин [13] (тобто він мінімум на порядок вищий).

Виходячи з вищевикладеного, слід зробити наступний висновок: там, де використання ударного режиму роботи не є єдиною можливим технічним рішенням, потрібно віддавати перевагу безударним конструкціям. Це дає можливість суттєво підвищити довговічність механізмів, покращити санітарно-гігієнічні умови їхнього обслуговування.

Забезпечення безударного режиму роботи можливо шляхом уведення у схему віброприводу конструктивних елементів, які б запобігали ударним зіткненням його деталей. В якості такого елемента можна використати саме стиснене повітря.

Розглянемо для прикладу розрахункову схему інерційного пневматичного вібраційного приводу з масивним поршнем [15] (рис. 3).

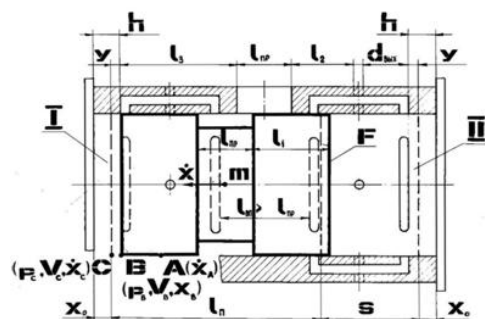


Рис. 3. Розрахункова схема інерційного пневматичного вібраційного приводу з масивним поршнем

Він складається з циліндричного корпусу, закритого з обох боків торцевим кришками, і масивного поршня, який поділяє внутрішній об'єм корпусу на дві робочі порожнини - I і II. Завдяки наявності в тілі поршня і в стінках корпусу перепускних каналів стиснене повітря, що поступає в середину приводу через отвір діаметром $l_{пр}$, змушує поршень здійснювати зворотно-поступальний рух.

Для забезпечення безударного режиму роботи необхідно створити демпферні повітряні подушки в порожнинах віброзбудника. Цього можна досягти виконанням замкнених відсічних камер, повітря в яких стискатиметься і запобігатиме ударам поршня по корпусу в кінці як прямого, так і зворотного ходів. Розміри відсічних камер мають бути вибраними таким чином, щоб стиснення повітря компенсувало динамічний вплив з боку поршня.

Розглянемо рух поршня справа-наліво (рис. 3). Його швидкість спочатку зростає з нуля (у крайній правій точці) до максимального значення (в центрі віброзбудника, посередині ходу), а потім знову падає до нуля (в крайній лівій точці). На шляху поршня можна відзначити три характерні точки, що відповідають його лівому торцю: A - поршень на середині ходу, швидкість \dot{X}_A - максимальна; B - момент, коли порожнина I відсікається від магістралі (відбувається пресування повітря в замкнутому просторі); C - точка зупинки поршня; $\dot{X}_C = 0$. В точці C маємо

$$L = E,$$

де L - робота, що витрачається на стискання повітряного стовпа в порожнині I від точки B до точки C; E - робота сил інерції поршня. З теореми про змінення кінетичної енергії випливає

$$\dot{X}_A^2/2 - m\dot{X}_C^2/2 = k_s p_m F s / 4. \quad (1)$$

Змінення кількості руху від точки A до точки C

$$m\dot{X}_A - m\dot{X}_C = k_s p_m F t_{AC} / 2. \quad (2)$$

В цих формулах: F - площа поперечного перетину поршня; $F = P_3 / k_s p_m$; P_3 - величина змущеного зусилля, що розвиває віброзбудник; k_s - коефіцієнт підпресування повітря в порожнині I ; $k_s = p_C / p_B$; s - хід поршня; p_m, p_C, p_B - тиски повітря відповідно в точках C, B і в магістралі; t_{AC} - час руху поршня від точки A до точки C ; $t_{AC} = \pi / 2\omega$; ω - кругова частота коливань.

Враховуючи, що $\dot{X}_C = 0$, з формул (1) і (2), отримаємо

$$\dot{X}_A = k_s p_m F \pi / 4\omega t. \quad (3)$$

Робота, що витрачається на стискання повітряного стовпа порожнини I від точки B до точки C (адіабатний процес), становитиме

$$L = (p_B V_B - p_C V_C) / (k - 1). \quad (4)$$

Робота сил інерції поршня дорівнюватиме

$$E = m\omega^2 y^2.$$

Звідси маємо

$$m\omega^2 y^2 = (p_B V_B - p_C V_C) / (k - 1) = [p_m F h - k_s p_m F (h - y)] / (k - 1), \quad (5)$$

$$h = \{ [k_s p_m F y / (k - 1)] - m\omega^2 y^2 \} / \{ [p_m F (k - 1)] / (k - 1) \}. \quad (6)$$

В цих формулах: k - показник адіабати; p_B, p_C, V_B, V_C - тиски і об'єми порожнини I в моменти, коли поршень досягає відповідно точок B і C ; $p_B = p_m$; h - довжина відсічної камери; y - шлях, що проходить поршень після відсікання магістралі до повної зупинки.

Для процесу стискання повітряного стовпа в порожнині I від точки B до точки C рівняння змінення кінетичної енергії запишеться у вигляді

$$m\dot{X}_C^2/2 - m\dot{X}_B^2/2 = -c y^2/2, \quad (7)$$

де c - жорсткість повітряного стовпа порожнини I .

З огляду на те, що $\dot{X}_C = 0$, маємо

$$c = m\dot{X}_B^2/2. \quad (8)$$

Жорсткість можна виразити також відношенням різниці кінцевої та початкової сил, що діють на поршень, до його переміщення на відтинку від точки B до точки C

$$c = (p_C - p_B) F / y = p_m F (k_s - 1) / y. \quad (9)$$

З формул (8) і (9) можна знайти величину шляху гальмування поршня

$$y = m\dot{X}_B^2 / p_m F (k_s - 1). \quad (10)$$

Швидкість поршня в точці B визначимо з рівняння, що описує змінення кількості руху від точки A до точки B

$$m\dot{X}_A - m\dot{X}_B = p_m F \pi / 4\omega. \quad (11)$$

Звідси маємо

$$\dot{X}_B = \dot{X}_A - p_m F \pi / 4\omega, \quad (12)$$

де \dot{X}_A - з формули (3).

Підставляючи (12) і (3) у (10) отримаємо

$$y = p_m F \pi^2 (k_s - 1) / 16\omega^2 t. \quad (13)$$

Тоді вираз (6) після перетворень з урахуванням (13) прийме вигляд

$$h = 0,156 p_m F (3k_s + 1) / \omega^2 t. \quad (14)$$

Отже, для забезпечення безударного режиму роботи інерційного віброзбудника з масивним поршнем необхідно створити замкнені відсічні камери у його порожнинах, причому довжина цих камер прямо пропорційна тиску повітря в магістралі і площі поршня і зворотно пропорційна його масі і квадрату частоти коливань.

Аналіз формули (14) показує, що раціональні межі довжини відсічної камери, при яких реалізується безударний режим роботи подібного вібраційного приводу з діаметром поршня від 80 до 200 мм такі

$$h = (0,14 - 1,66) P_3 / \omega^2. \quad (15)$$

На рис. 4 наведено номограму для визначення довжини поршня інерційного пневмовіброзбудника з масивним поршнем для значень потрібних величин змущеного зусилля, часто-

ти коливань і маси поршня.

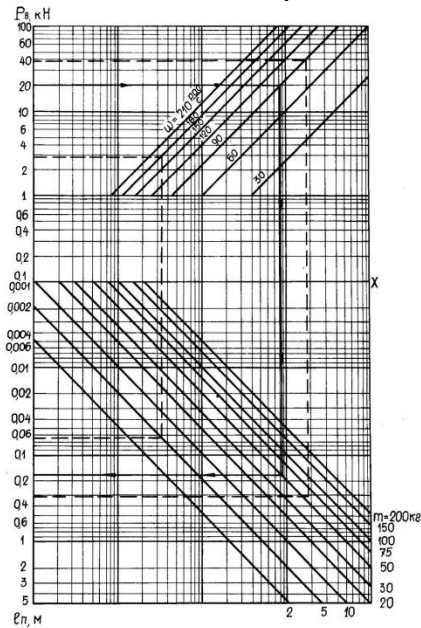


Рис. 4. Номограма для визначення довжини поршня поршня інерційного пневмовібродника

Висновки та напрямок подальших досліджень. Подібна методика може бути використана для забезпечення безударного режиму роботи пневматичних вібраційних збудників інших конструктивних схем.

Застосування безударних приводів в якості інтерсифікаторів випуску насипних матеріалів з ємностей в умовах гірничих та гірничозбагачувальних підприємств дасть можливість суттєво підвищити показники експлуатаційної надійності такого обладнання, зокрема довговічності його роботи.

Список літератури

1. Гончаревич І.Ф. Вибротехника в горном производстве / **И.Ф. Гончаревич** // – М.: Недра, 1992, - 319 с.
2. Гончаревич І.Ф. Некоторые аспекты современного развития вибрационной техники / **И.Ф. Гончаревич, Э.Г. Гудушаури** // Проблемы машиностроения и надежности машин. – М.: 2008, №5, - с. 116-120.
3. Потураев В.Н. Вибрационная техника и технологии в энергоемких производствах / **В.Н. Потураев** // – Дн-ск: НГА Украины, 2002, - 190 с.
4. Іскович-Лотоцький Р.Д. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій / **Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.Р. Обертюх, І.В. Севостьянов** // Вінниця: Універсум, 2006, - 291 с.
5. Blechman L.I. Revisiting the models of vibration screening process / **L.I. Blechman, L.I. Blechman, L.A. Vaisberg, K.S. Ivanov** // Vibroengineering PROCEDIA, 2014, V. 3, PP. 169-174.
6. Гольдштейн Б.Г. Пневматические и гидравлические вибраторы / **Б.Г. Гольдштейн, А.М. Школьник** // М.: Недра, 1973. – 56 с.
7. Александров Е.В. Прикладная теория и расчеты ударных систем / **Е.В. Александров, В.Б. Соколинский** // – М.: Наука, 1969. – 200 с.
8. Перельцайг М.И. Исследование динамики ударного пневматического поршневого привода / **М.И. Перельцайг**. – В кн.: Анализ и синтез машин-автоматов // - М.: Наука, 1965.
9. Воздвиженский Б.И. Современные способы бурения скважин / **Б.И. Воздвиженский, А.К. Сидоренко, А.Л. Скорняков** // – М.: Недра, 1970. – 352 с.
10. Исследования с целью разработки исходных данных для создания колонкового перфоратора с независимым поворотом бура: Отчет НИГРИ: Подтема №11-66-2«В». – Кривой Рог: 1966.
11. Иванов К.И. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых / **К.И. Иванов, М.С. Варич, В.И. Дусев, В.Д. Андреев** // – М.: Недра, 1974. – 408 с.
12. Самохвалов А.Я. Справочник техника-конструктора / **А.Я. Самохвалов, М.Я. Левицкий, В.Д. Григораш** // Киев: Техника, 1978. – 592 с.
13. Зиневич В.Д. Пневматические двигатели горных машин / **В.Д. Зиневич, Г.З. Ярмоленко, Е.Г. Калита** // М.: Недра, 1975. – 343 с.
14. Герц Е.В. Расчет пневмоприводов / **Е.В. Герц, Г.В. Крейнин** // М.: Машиностроение, 1975. – 273 с.
15. Горбачев Ю.Г. Расчет рабочих параметров безударного инерционного вибровозбудителя ВПС-20 / **Ю.Г. Горбачев, Н.Ф. Василенко**. – В кн.: Повышение эффективности отработки глубоких карьеров. Сб. научных трудов // Кривой Рог: НИГРИ, 1984. - С. 80-84.

Рукопис подано до редакції 21.03.17

УДК [662.614.2: 621.51]: 622.012.2

О.В. ЗАМИЦЬКИЙ, д-р техн. наук, проф., Є.Р. ГЛАДУН, аспірант
Криворізький національний університет

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ОХОЛОДЖЕННЯ ТА УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ШАХТНИХ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК

Мета. Метою даної роботи є аналіз методів охолодження та утилізації і повторного використання теплоти що виробляється в шахтних компресорних установках підчас стиснення повітря.

Методи дослідження. У роботі використані теоретичні та емпіричні методи дослідження: Розглянуто методи та принципові схеми охолодження такі як: попереднє охолодження, що охолоджує повітря при його всмоктуванні; внутрішнє, що охолоджує повітря в середині корпусу компресора, в свою чергу поділяється на внутрішнє і зовнішнє; та