

ПЕРЕДУМОВИ ТА ПРИНЦИПИ СТВОРЕННЯ БАГАТОМАСОВИХ ВІБРАЦІЙНИХ ПЛОЩАДОК З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОНУ

© Гаврильченко О.В., Ланець О.С., 2004

In this article principles of creation of vibration grounds with the electromagnetic cause for the compression of concrete are formed. Advantages and lacks of different constructions of grounds are indicated.

Вступ

Використання вібротехніки здобуває все більшого поширення у різних галузях машинобудування і будівництва. Так, формування переважної більшості відповідальних залізобетонних виробів здійснюється за допомогою вібрації. Невібраційні методи формування займають незначне місце і застосовуються при виготовленні деяких виробів спеціального призначення.

Широко застосовується вібрація і при виготовленні бруківки, стоків, та інших будівельних виробів з бетону. Завдяки використанню вібрації ущільнюється бетонна суміш, витісняється повітря, за рахунок чого зростає морозостійність та міцність виробів. Згідно з рекомендаціями [1] найбільш оптимальними частотами для ущільнення бетонної суміші при виготовленні будівельних виробів є частоти в межах від 25 до 100 Гц.

Постановка проблеми

На сьогоднішній день існує потреба в створенні віброплощадок для виготовлення бруківки та стоків з такими параметрами: габарити стола 1200x900 мм, маса завантаження до 160 кг, максимальна амплітуда коливань робочого органу 0,25 мм, частота вимушених коливань 100 Гц. Наявність вібраційного обладнання, у цьому випадку вібраційних площадок (столів), що працюють на такій частоті, є однією з умов забезпечення якості та продуктивності на підприємствах цієї галузі.

Аналіз останніх досліджень

Використовуючи дебалансні збудники, можна створити площадки з необхідними параметрами, однак рухомі з'єднання, що сприймають динамічні зусилля на частотах 100 Гц, виявляться ненадійними і швидко виходитимуть з ладу. Це підтверджується і в [2, с.161]: “Многочисленные попытки создания бигармонических вибрационных площадок с двумя группами центробежных вибровозбудителей с частотами 50 Гц и 75—100 Гц не дали удовлетворительных результатов. Мощные высокооборотные центробежные вибровозбудители оказались недолговечными. Быстро выходили из строя подшипники дебалансных валов. Велика была мощность, рассеиваемая в подшипниках”. Крім того, огляд сучасного стану обладнання, який проводився в Internet, вказує на наявність промислових варіантів віброплощадок суто з дебалансним приводом, що працюють на частотах 25 і 50 Гц. Обладнання, що може працювати на частотах 100 Гц, розглянено в одиничних випадках і є лабораторним.

Постановка задачі

Існуючим, можливо, і найкращим розв'язанням такої задачі може бути віброплощадка з електромагнітними збудниками. Однак під час її проектування, забезпечуючи технологічні параметри, наведені вище, виникає ряд серйозних технічних питань, на які в цій статті автори постараються дати відповідь.

Виклад основного матеріалу

Відмітимо, що як привід вібраційних площадок найбільшого розповсюдження отримали дебалансні віброзбудники завдяки їх компактності при великій збудуючій силі. Та до недоліків площадок з дебалансними віброзбудниками можна віднести:

- трудність в регулюванні амплітуд коливань робочих органів під час роботи площадок, що обмежує їх використання на автоматичних ділянках виробництва;
- значний час виходу на номінальні режими роботи зі стану спокою і тривалий час зупинки;
- недопустимість роботи в біларезонансних режимах в зв'язку з існуванням в дебалансних віброзбудниках рухомих з'єднань (підшипників кочення), що може привести до їх руйнування, а отже, робить такі вібромашини ненадійними.

Сьогодні електромагнітні віброзбудники як приводи віброплощадок, практично не здобули поширення. Існуючі віброплощадки з електромагнітним приводом є малогабаритними і мають суто лабораторне призначення. Відсутність промислових варіантів віброплощадок з електромагнітним приводом пов'язано в основному з тим, що вони за зусиллям і корисною потужністю, при заданій вазі віброзбудника, поступаються дебалансним. Крім цього, поширення віброплощадок з електромагнітним приводом обмежують такі чинники:

- складність їх розрахунку порівняно з віброплощадками з дебалансними збудниками, яка полягає в тому, що не існує досконалого розрахунку збудуючого зусилля, яке розвиває електромагнітний віброзбудник. Необхідно точно розраховувати пружну систему на жорсткість з умови резонансного налагоджування механічної коливної системи на певну власну частоту коливань. У разі відхилення резонансного налагоджування від запланованого значення, механічна коливна система не розвиватиме необхідних амплітуд коливань контейнера;
- трудність їх виготовлення порівняно з віброплощадками з дебалансними віброзбудниками, що, в основному, пов'язано з точністю виготовлення та позиціонування пружних систем;
- у більшості існуючих віброплощадок амплітуда коливань робочого органа прямо залежить від повітряного проміжку між якорем і осердям з котушкою електромагнітного віброзбудника, а тому робочі органи у віброплощадках з електромагнітним приводом розвивають значно менші амплітуди коливань порівняно з робочими органами у віброплощадках з дебалансними віброзбудниками.

Однак віброплощадки з електромагнітними віброзбудниками, порівняно з найпоширенішими віброплощадками з дебалансами, мають і суттєві переваги, що особливо вагомі в сучасному виробництві:

- легкість регулювання амплітуди та напрямку коливань робочого органа під час роботи віброплощадки, що дозволяє їх використання на автоматичних ділянках виробництва;
- відсутність рухомих з'єднань в механізмах приводу надає цим віброплощадкам такі переваги: а) надійність та довговічність; б) значно нижчі шумові характеристики під час їх роботи; в) більшу безпечність;
- сили інерції, що виникають під час роботи віброплощадок в біларезонансних режимах, перевищують статичні сили, які розвивають електромагнітні віброзбудники, більш ніж в 10 разів. Тим самим дещо компенсується недолік малого питомого зусилля, що розвивають електромагнітні віброзбудники.

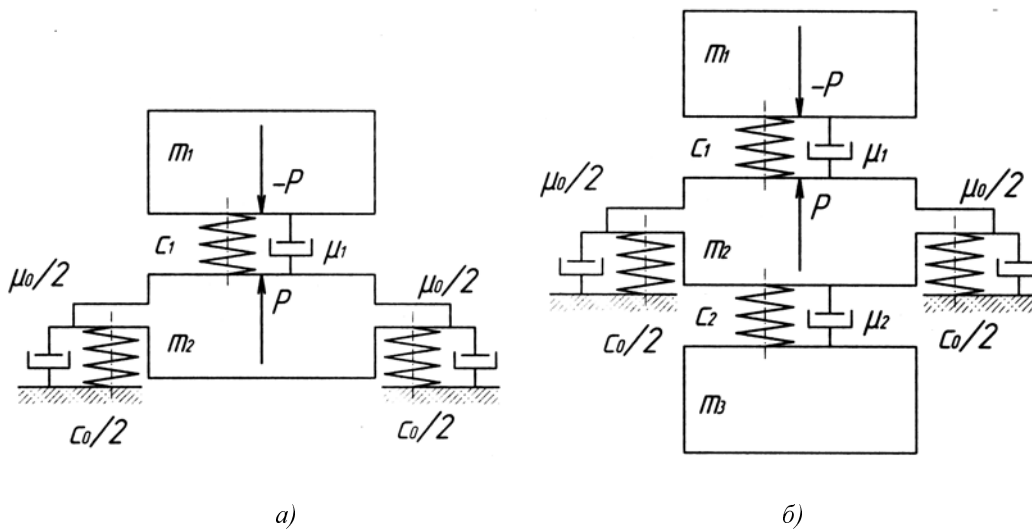
Наведені вище переваги вібраційних машин необхідно пов'язувати саме з електромагнітним приводом. Цей привод є простим, позбавленим підшипників і передавальних механізмів, він відрізняється тривалим, практично необмеженим терміном служби, а тому його пріоритетне використання є обґрунтованим і переконливим.

Починаючи розроблення віброплощадки з електромагнітним приводом, перш за все необхідно в'яснити і обґрунтувати, яку структуру повинна мати проєктована віброплощадка. За

наявності технічного завдання, у якому вказуються згадані вище технологічні та конструктивні параметри, що необхідно досягнути, виникає запитання: якщо це машина резонансного типу, то, напевно, її маса завантаження і габарити будуть спонукати до прийняття конструкційних мір щодо:

- усунення суттєвого впливу завантаження на резонансне налагодження механічної коливної системи;
- висока вимушуюча частота коливань вимагатиме забезпечення відповідної жорсткості робочого органа віброплощадки;
- великі габарити віброплощадки та високі частоти на яких вони працюють спонукатимуть до зниження металоемності конструкції, збільшення ККД електропривода, ефективного усунення віброізоляції.

Здавалося б, що відповіддю на поставлені вище вимоги може бути використання класичної двомасової конструкції (див. рисунок) за принципом двомасових вібробункерів та вібротранспортерів з електромагнітним приводом. Однак великі габарити та маса вібромашини вимагають ефективної віброізоляції. Класичне розташування реактивної маси конструкції на віброізоляторах може виявитись неефективним. Розміщення віброізоляторів в нерухомих точках, що розташовуються на пружних елементах, для такої масивної віброплощадки може виявитись конструктивно складним. Крім того, повітряний проміжок між якорем і електромагнітом повинен враховувати коливання як активної, так і реактивної маси. За рахунок того знижується ККД приводу віброплощадки.



Принципові схеми вібраційних площадок: а) двомасової, б) тримасової, де c_i, μ_i – відповідно коефіцієнт жорсткості та дисипації i -го пружного елемента; m_i – маса i -го коливного тіла; P – гармонійне збурююче зусилля

Відмітимо, що класична двомасова конструкція вібростола без значної за величиною активної маси відносно маси завантаження погано утримує резонансне налагодження при зміні маси завантаження. Для стабілізації налагодження можна передбачити створення адаптивного пульта керування, який підналагоджував би частоту вимушених коливань під власну частоту механічної коливної системи, яка змінюється під дією зміни завантаження. Однак такий шлях не є вдалим, оскільки межа резонансного підналагодження недовантаженої віброплощадки лежатиме за максимальною частотою вимушених коливань, вказаної в технічному завданні. Тобто недовантажена віброплощадка працюватиме на частотах, більших, ніж 100 Гц, що згідно з технічним завданням недопустимо. По суті, це зумовлено дорезонансним налагодженням механічної коливної

системи. Крім того, вартість розробки такого пульта буде високою, надійність віброплощадки падає.

Іншим шляхом покращання стабілізації резонансного налагодження може бути збільшення маси стола відносно реактивної маси. Справді, при значних масах стола, а не реактивної маси, резонансне налагодження буде досить стабільним при зміні завантаження. При цьому реактивна маса повинна бути того самого порядку, що і маса завантаження, а робочий орган на порядок важчий, ніж реактивна. Але в такому випадку зазор між якорем і електромагнітом повинен бути великим, враховувати на порядок вищу амплітуду коливань реактивної маси. Це призведе до значних затрат енергії.

Ще одним шляхом покращання стабілізації резонансного налагодження є використання віброплощадок, у яких налагодження механічної коливної системи здійснюється далеко від резонансу. Хоча механічна коливна система буде при цьому мати менший динамічний коефіцієнт та за рахунок того, що маси менші, амплітуди можуть залишатися того самого порядку. І це, мабуть, єдино правильний шлях для двомасових конструкцій, оскільки він широко використовується на практиці.

Усі перераховані недоліки двомасової віброплощадки можуть бути усунуті введенням в конструкцію третьої коливної маси m_3 , яка буде виконувати функцію вузькочастотного динамічного демпфера, що гасить коливання проміжної маси m_2 (див. рисунок). Відмітимо, що тримасова конструкція з динамічним гасником виконується так, щоб збурення коливань маси m_3 відбувалось кінематично. При відповідному підрахунку сумарних жорсткостей пружних елементів c_1 та c_2 проміжна маса під час роботи буде нерухомою. Тому в такій конструкції віброплощадки зазор між якорем і електромагнітом регламентуватиметься тільки амплітудою коливань активної маси m_1 , яка в нашому випадку є малою (до 0,25 мм). Застосовуючи таку конструкцію віброплощадки на виробництві, можна:

- значно збільшити ККД приводу віброплощадки, у зв'язку з тим, що повітряний проміжок буде регламентуватись тільки амплітудою коливань активної маси;

- практично усунути вібрацію на фундамент, у зв'язку з тим, що кріплення віброплощадки буде здійснюватись через проміжну масу, яка нерухома;

- значно стабілізувати резонансне налагодження, оскільки тримасова конструкція набагато краще утримує резонансне налагодження. Це пов'язано з тим, що в тримасовій моделі робочий орган та реактивна маси віброплощадки працюють за одномасовою схемою. Пояснимо це. Робочий орган, працюючи в такому режимі, формує частоту власних коливань власною вагою, яка є значно важча, ніж приведена у двомасній конструкції (по суті тримасова конструкція без проміжної маси). Тому маса завантаження матиме менший вплив. При цьому, здавалось, що мало б затратитись значно більше енергії, ніж у двомасовій. Однак за рахунок того, що повітряний проміжок менший, зросте ККД віброзбудників і використання енергії може бути на тому самому рівні.

Тобто тримасова конструкція віброплощадки повинна задовольняти такі вимоги:

- маса стола на порядок вища від реактивної маси;

- конструкція виготовляється так, щоб проміжна маса залишалась нерухомою за рахунок динамічного гашення коливань реактивною масою, для чого необхідний відповідний підбір жорсткостей пружних елементів під наявні маси;

- робочий орган робиться якомога легшим, проте жорстким, щоб не входив в резонанс на частоті 100 Гц;

- необхідно відходити далеко від резонансу для більшої стабільності в роботі. При тому падає динамічний коефіцієнт, та за рахунок полегшеної конструкції можна вийти на ті самі амплітуди.

Висновки

Отже, для втілення на практиці придатні як дво-, так і тримасові конструкції. У кожній є свої переваги та недоліки. Так, тримасова конструкція складніша за конструкцією, проте в неї проміжна маса “умовно нерухома”, а тому: вібрації на фундамент не передаються; повітряний проміжок між якорем і електромагнітом не залежить від амплітуди коливань реактивної маси, а тому його можна робити якомога меншим (регламентувати тільки амплітудою коливань активної маси), при цьому суттєво зростає ККД вібромашини.

Двомасна конструкція простіша за конструкцією, мала б менше споживати енергії за рахунок того, що за двомасовою схемою розрахункова приведена маса є на багато менша, ніж активна маса при розрахунку тримасної конструкції за одномасною схемою. Та за рахунок збільшення повітряного проміжку між якорем і електромагнітом у зв'язку з коливаннями реактивної маси, значно зростає споживання електроенергії. Тому вище сказане про менше споживання електроенергії у двомасовій схемі порівняно з тримасовою можна поставити під сумнів, оскільки при зростанні зазору споживання електроенергії зростає квадратично. Так, потужність приводу визначається за формулою:

$$N = \frac{A^2 \cdot \omega^3 \cdot M}{2 \cdot \xi},$$

де A – амплітуда коливаннях приведеної маси; ω – колова частота вимушених коливань; M – приведена маса; ξ – динамічний коефіцієнт механічної коливної системи.

Крім того, до недоліків двомасової конструкції можна віднести:

- передачу вібрації на фундамент за рахунок того, що ні одна з мас динамічно не зрівноважена;
- необхідно відходити далеко від резонансу, щоб добре стабілізувати амплітуду коливань;
- якщо кріпити конструкцію за реактивну масу, що коливається, то на систему діятимуть дисипативні сили, що гаситимуть коливання.

Узагальнюючи вище сказане, можна зробити такий висновок: багатомасові конструкції віброплощадок з електромагнітним приводом мають значні переваги порівняно з двомасовими, а тому їх впровадження на практиці є перспективним і дасть більший ефект за якістю та продуктивністю порівняно з двомасовими.

1. Силенок С.Г. *Механическое оборудование предприятий строительной индустрии: Учебник для вузов.* – М.: Стройиздат, 1973. – 374 с. 2. Бауман В.А., Быховский И.И. *Вибрационные машины и процессы в строительстве.* – М.: Высшая школа, 1977. – 255 с. 3. Логвиненко Е.А. *Исследование и создание вибрационных машин строительного типа // Всеукраїнський науково-технічний журнал “Вибрації в техніці та технологіях”.* – 2003. – №1 (27). – С. 54–58.