

УДК 622.23.05

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ ВИБРАЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ С УПРУГИМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ ПРИ ПРОСУШИВАНИИ СЫПУЧИХ ГЕОМАТЕРИАЛОВ

Е. Г. Куликова^{1,2}, С. Я. Левенсон¹

¹*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН,
E-mail: shevchuk@ngs.ru, Красный проспект, 54, г. Новосибирск, Россия*

²*Новосибирский государственный технический университет
E-mail: e.kulikova@corp.nstu.ru, ул. Немировича-Данченко, 136, г. Новосибирск, Россия*

Представлен обзор технических средств, в том числе вибрационных, предназначенных для высушивания сыпучих полезных ископаемых после проведения их обогащения методом мокрой сепарации. Описаны особенности конструктивной схемы оборудования, разработанного в ИГД СО РАН с целью выполнения данной операции. Особое внимание уделено достоинствам вибрационного транспортирующего устройства с упругим рабочим органом, входящим в его комплект. С помощью численной и физической моделей данного устройства исследована динамика двухприводного упругого рабочего органа и приведены результаты моделирования. Обоснована работа вибрационного устройства в режиме биений, обеспечивающем наилучшие условия перемещения сыпучей массы в процессе высушивания.

Сушение, виброперемещение, упругий рабочий орган, инерционный вибровозбудитель, режим биений, амплитуда колебаний

DOI: 10.15372/FTPRPI20210311

Схемы обогащения полезных ископаемых строятся на использовании стадийного дробления с периодическим применением методов сухой и мокрой сепарации [1 – 5]. В частности, при обогащении магнетитовых руд для максимально полного вывода немагнитных шламов после каждой стадии измельчения проводится мокрая магнитная сепарация с выделением примесей.

Перед транспортированием, складированием и хранением обводненный магнетитовый концентрат высушивается до влажности 1.5 – 2.0 %. Для этого применяется специальное оборудование, работа которого в большинстве случаев основана на перемещении высушиваемого материала, сопровождаемом тепло- и массообменом между его влагой и теплоносителем (например, топочными газами, нагретым воздухом, их смесями и т. д.).

На обогатительных фабриках наибольшее распространение получили барабанные сушилки [6 – 8]. Примером таких машин может служить установка НИАГАРА (рис. 1), осуществляющая сушение материала внутри непрерывно вращаемого барабана 3 [6]. Для интенсивности движения и перемешивания внутренние стенки барабана оснащены лопастями. Перемещаясь с лопасти на лопасть, материал высушивается под действием нагнетаемого в барабан воздуха, разогретого с помощью горелки 1. Отработанный влажный воздух отводится в атмосферу через циклон 7, что предотвращает потери мелкодисперсных фракций.

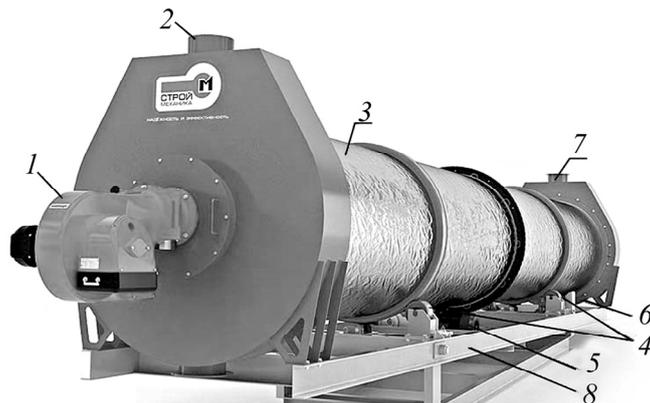


Рис. 1. Сушилка НИАГАРА: 1 — газовая горелка; 2 — приемное устройство; 3 — сушильный барабан; 4 — опорные ролики; 5 — механизм вращения барабана; 6 — разгрузочное устройство; 7 — место для установки циклона (выход отработанных газов в атмосферу); 8 — рама

Конструкция такого устройства обеспечивает подачу нагретых газов высокой температуры (700–800 °С), что позволяет высушивать сыпучий материал крупностью до 250 мм. Однако она имеет значительные массу и габариты, причем в процессе осушения всего 15–25 % объема сушильной камеры занято сыпучим материалом.

Использование вибротранспортирующих устройств в комплекте оборудования позволяет уменьшить объем сушильной камеры. Перемещение сыпучей массы виброкипящим слоем [9–12], сопровождающееся периодическим отрывом отдельных частиц от транспортирующей поверхности, дает возможность выровнять ее интенсивное перемешивание с горячим воздухом в относительно небольшом объеме. При этом время просушки и уровень влажности конечного продукта регулируются параметрами вибрации и толщиной слоя перемещаемого материала.

Известно большое количество вибрационных транспортирующих машин, разработанных для применения в конкретных условиях промышленных предприятий. Конструкции практически всех этих устройств включают в себя жесткий рабочий орган, систему упругих элементов, связывающих его с основанием, и вибровозбудитель. Подобные устройства входят и в состав оборудования, осуществляющего снижение влажности сыпучих материалов в процессе перемещения с применением различных методов подачи теплоносителя в сушильную камеру.

Примером может служить вибрационная сушилка СВИК (рис. 2) [13], нагрев и осушение в которой происходят с помощью кварцевых галогенных ламп, закрепленных на внутренней поверхности сушильной камеры.

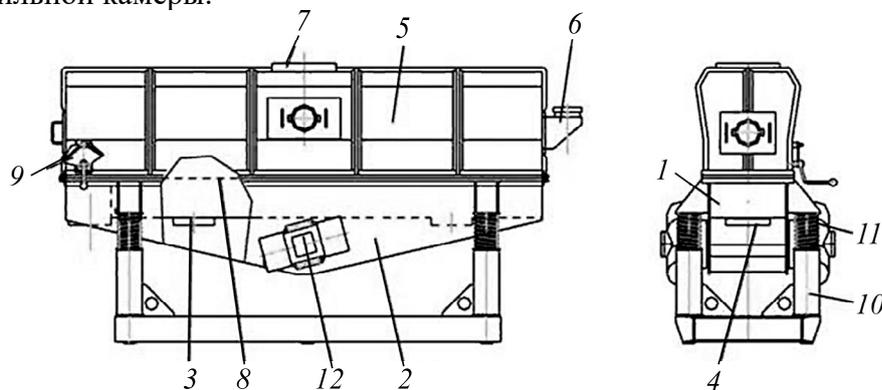


Рис. 2. Вибросушильные устройства СВИК (Россия): 1 — желоб; 2 — кронштейн; 3 — патрубок для подвода воздуха; 4 — патрубок для выгрузки готового продукта; 5 — крышка; 6 — патрубок для загрузки продукта; 7 — патрубок для отвода использованного воздуха; 8 — перфорированный лист, играющий роль газораспределительной решетки; 9 — заслонка; 10 — рама; 11 — пружины; 12 — привод

Другим примером могут быть устройства компании Carrier Delta-Phase Drive [14]. В качестве теплоносителя в них используются топочные газы, подаваемые в сушильную камеру через систему распределения и выбрасываемые после обработки в атмосферу через систему фильтров. По сравнению с сушилками СВИК эти устройства конструктивно проще, но процесс высушивания сопровождается повышенным удельным расходом энергии.

Общими недостатками вибротранспортирующих устройств с жестким рабочим органом, а значит и сушильных машин, созданных на их основе, являются высокая трудоемкость подготовительных и монтажных работ и значительные нагрузки, действующие на несущую конструкцию вследствие динамической неуравновешенности, что ведет к необходимости использования мощных фундаментов.

В ИГД СО РАН разработаны вибрационные устройства, не имеющие системы упругих связей [15–17]. Рабочий орган малой поперечной жесткости свободно укладывается на опорную раму и совершает волновое движение под действием вынуждающей силы инерционного вибровозбудителя. Его изгибные колебания требуют малых затрат энергии по сравнению с движением жесткого грузонесущего органа как системы с одной степенью свободы и меньше передаются на несущую конструкцию, что позволяет снизить массу рамы, обойтись без упругих опорных элементов между нею и рабочим органом, а также без мощного фундамента. Это достаточно легкие и простые по конструкции и монтажу машины. Упругий рабочий орган, несмотря на малую жесткость, имеет достаточную прочность для работы даже в условиях ударных нагрузок. Кроме того, с целью улучшения условий перемещения сыпучей массы он может быть выполнен криволинейным.

На основе таких вибротранспортирующих машин возможно создание эффективных, относительно дешевых устройств для высушивания сыпучих материалов, в частности магнетитового концентрата, с меньшими затратами энергии по сравнению с аналогами. Одна из конструктивных схем устройства приведена на рис. 3 [18]. Снижение влажности сыпучей массы происходит в камере, образуемой вибротранспортером, стенками рамы, кожухом 14 и самоповоротным затвором 16, за счет ее движения вдоль колеблющейся поверхности в режиме с подбрасыванием и перемешивания с потоком горячего воздуха, подаваемого в камеру под давлением.

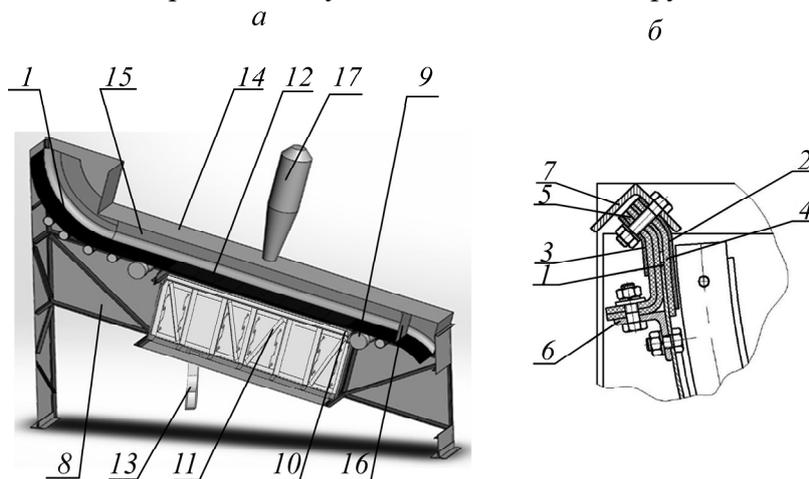


Рис. 3. Модель вибросушильного оборудования: *а* — общий вид (разрез); *б* — схема опорного элемента загрузочного участка: 1 — рабочий орган; 2, 3 — металлические пластины; 4, 5 — резиноканевые пластины; 6, 7 — элементы крепления; 8 — рама; 9 — вибровозбудитель; 10 — упругие пластины; 11 — камера повышенного давления; 12 — жаростойкие пластины; 13 — трубопровод подачи воздуха; 14 — кожух; 15 — уплотнения для предотвращения просыпей; 16 — самоповоротный затвор; 17 — циклон

Кривизна загрузочного и разгрузочного участков упругого рабочего органа 1 вибротранспортера способствует быстрому заполнению и освобождению сушильной камеры без сводообразования. Непосредственное обезвоживание сыпучей массы происходит на прямолинейном участке транспортирующей поверхности устройства, опирающемся на камеру повышенного давления, в которой нагнетается и нагревается воздух. Через сквозные отверстия, выполненные в центральном участке рабочего органа, воздух попадает в сушильную камеру, смешиваясь с осушаемым материалом. Для предотвращения просыпей сверху эти отверстия прикрыты тонкими легкими упругими пластинками 12, закрепленными одним концом на грузонесущей поверхности. При вибрации они не влияют на динамику рабочего органа и надежно защищают нагревательные элементы от попадания частиц сыпучего материала. Длина центрального участка является одним из параметров, определяющих степень обезвоживания материала.

Привод рабочего органа включает в себя два инерционных вибровозбудителя, закрепленных с разных сторон от камеры нагрева воздуха на таком расстоянии, при котором обеспечивается их термоизоляция во время работы устройства. Все дебалансы вращаются в направлении движения сыпучей массы.

Для перемещения материала по поверхности рабочего органа без остановок и скопления, а также его эффективного просушивания амплитуда и частота колебаний, создаваемых каждым виброисточником транспортирующего устройства, должны быть такими, чтобы обеспечивать постоянство взаимного влияния вибровозбудителей друг на друга и стабильность режима их работы, характеризуемую его повторяемостью при каждом запуске виброисточников. Желательно при этом, чтобы процесс выполнялся с минимально возможными затратами энергии.

С этой целью в [19, 20] предлагается обеспечить работу вибровозбудителей в синхронном режиме. Существует несколько способов синхронизации, наиболее надежным является создание механических связей между дебалансами разных вибровозбудителей [21]. Однако это значительно усложняет конструкцию. Способность инерционных источников колебаний, закрепленных на общем упругом основании, к самосинхронизации имеет ряд ограничений, связанных со снижением взаимного влияния вибровозбудителей друг на друга с увеличением расстояния между ними.

Режим биений проще создать и поддерживать, так как он менее чувствителен к изменению технологической нагрузки, но он редко используется при транспортировании сыпучих материалов. Для машин с жестким рабочим органом он мало пригоден, поскольку вызывает дополнительное динамическое воздействие на несущие конструкции, сопровождается повышенным шумом и износом рабочих поверхностей. Однако благодаря волновому движению упругого рабочего органа, его негативные последствия значительно меньше сказываются на напряженно-деформированном состоянии элементов устройства. Для доказательства данного утверждения и перспективы использования подобных вибротранспортирующих устройств в конструкциях сушильного оборудования проведены исследования, в которых решались следующие задачи:

- качественное сравнение процесса перемещения влажного сыпучего материала вибротранспортирующим устройством в синхронном режиме и в режиме биений, проводимое на основе наблюдения за характером движения материала по вибрирующей поверхности (равномерное, прерывистое, с образованием застойных зон и т. д.) и его изменением при уменьшении массы сыпучего материала;
- определение условия стабильности режима биений и влияния данного режима на скорость перемещения сыпучей массы, оцениваемую временем выпуска мерного объема;
- сравнение напряженного состояния упругого рабочего органа при различных режимах работы.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

Для решения поставленных задач выполнена серия взаимодополняющих физических и численных экспериментов по изучению динамики двухприводного упругого рабочего органа.

Решение первых двух задач связано с исследованием взаимодействия механической системы с сыпучей средой, что при компьютерном моделировании требует больших затрат времени и высоких возможностей ЭВМ, поэтому проводилось с помощью лабораторного стенда и виброизмерительной аппаратуры. Для определения напряженно-деформированного состояния элементов транспортирующего устройства, а также динамики упругого органа при постоянной нагрузке со стороны сыпучего материала и в установившемся режиме вынужденных колебаний использовалась численная модель, построенная в соответствии с конструктивными параметрами стенда и обеспечивающая результаты, адекватные результатам физического моделирования.

Размеры численной и физической моделей вибротранспортирующего устройства принимались одинаковыми с соблюдением условий волнового движения рабочего органа и его достаточной прочности при ударных нагрузках [23]:

$$l_b = 2\pi \sqrt{\frac{\alpha}{\omega}} \leq l,$$

где l_b , l — длина изгибной волны и транспортирующей поверхности соответственно; $\alpha = \sqrt{EI/m}$, EI — изгибная жесткость, m — погонная масса рабочего органа с перемещаемым материалом; ω — частота колебаний.

Физические эксперименты выполнялись на стенде, включающем накопительную емкость и вибротранспортирующее устройство с прямолинейным рабочим органом, имеющим длину $L = 1.31$ м и изгибную жесткость $EI = 154$ Н×м², свободно уложенным на упругое основание. Колебания рабочего органа создавались с помощью двух дебалансных вибровозбудителей типа RZHF 40 компании Knauer Engineering (Германия), один из которых закреплялся на разгрузочном участке (положение В1), а второй — на загрузочном (положение В2). Расстояние между площадками их крепления составляло 0.87 м. Амплитуда вынуждающей силы имела диапазон 750–3000 Н. Частота вращения дебалансов первого вибровозбудителя $f_1 = 36$ Гц, второго — варьировалась с помощью электронного преобразователя частоты серии F1500-G в пределах 36 ± 5 Гц.

В экспериментах использовалась супесь с содержанием глинистой составляющей до 10 % и влажностью 2–5 %. Масса мерного объема сыпучего материала принималась равной 350 кг, что соответствовало ее погонному значению $m = 268$ кг/м. Скорость продольных и поперечных колебаний рабочего органа фиксировалась одновременно в трех точках (участки крепления вибровозбудителей и центральная точка рабочего органа) с помощью комплекса виброизмерительной аппаратуры, включающего шесть пьезоэлектрических акселерометров фирмы Брюль и Кьер (Дания). Также фиксировалось время выпуска мерного объема материала из накопительной емкости.

Заполнение бункера сыпучим материалом осуществлялось при отключенных вибровозбудителях. Материал распределялся равномерно по транспортирующей поверхности вибрационного устройства. Виброисточники запускались последовательно. Рассогласование парциальных частот определялось опосредованно в виде разности:

$$\Delta f = f_1 - f_2,$$

где f_1 и f_2 — частота вынужденных колебаний рабочего органа на участках приложения вынуждающих сил В1 и В2 соответственно.

Численные эксперименты выполнялись в программном комплексе ANSYS. При разработке расчетной схемы (рис. 4) приняты следующие допущения:

- моделировался только прямолинейный участок рабочего органа, находящийся между вибровозбудителями, колебания криволинейных загрузочного и разгрузочного участков не рассматривались;
- рабочий орган представлял собой прямолинейную балку малой поперечной жесткости, концы которой свободно контактировали с упругим основанием в вертикальном направлении и были ограничены по горизонтали;
- участки балки, соответствующие площадкам крепления вибровозбудителей, принимались как абсолютно жесткие, а массы самих виброисточников равномерно распределялись по длине участков крепления как присоединенные;
- круговая вынуждающая сила каждого источника колебаний представлялась в виде двух проекций, которые прикладывались к жесткой площадке по нормали и по касательной к ней, изменяясь по гармоническому закону:

$$P_y = P_{\max} \sin \omega t, \quad P_x = P_{\max} \cos \omega t,$$

где P_{\max} , ω — амплитуда и круговая частота вынуждающей силы соответственно; t — время;

- влияние сыпучего материала на динамику упругого рабочего органа моделировалось в виде присоединенной массы, равномерно распределенной по всей длине балки;
- собственный вес колебательной системы не учитывался.

Задача решалась в плоской постановке.

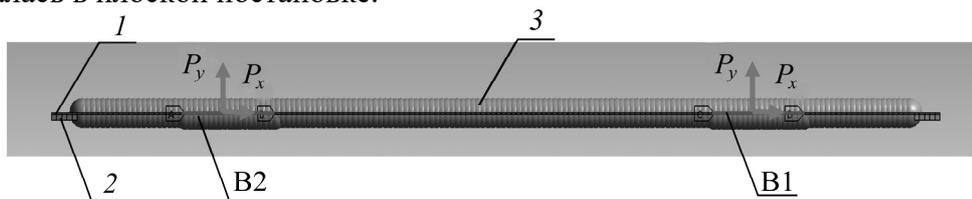


Рис. 4. Расчетная схема вибрационного транспортирующего устройства: 1 — упругий рабочий орган; 2 — упругое основание; 3 — сыпучий материал; B1 и B2 — площадки крепления вибровозбудителей

При использовании программного комплекса ANSYS модель разбивалась на четырехузловые элементы Plane 42. Массу вибровозбудителей и присоединенную массу сыпучего материала вводили с помощью элементов Mass21, сосредоточенных в соответствующих узлах упругой балки. В качестве материала балки из стандартной библиотеки выбрана сталь (Structural Steel) с модулем упругости $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициентом Пуассона $\mu = 0.3$ и пределом прочности $[\sigma_{\text{доп}}] = 175$ МПа, упругого основания — модель материала с нелинейной характеристикой Elastomer Sample (Mooney-Rivlin) с плотностью 1720 кг/м³, экспериментально определенными коэффициентами $C10 = 1.839 \cdot 10^7$ Па, $C01 = -1.3475 \cdot 10^7$ Па и параметром несжимаемости $D1 = 4.8865 \cdot 10^5$ Па⁻¹, а также пределом прочности на сжатие $[\sigma_{\text{сж}}] = 54$ МПа (принят по аналогии с природным каучуком).

Для анализа динамики исследуемой системы использовался полный метод решения системы алгебраических уравнений динамики (Full Transient Analysis):

$$[M]\{u''\} + [C]\{u'\} + [K]\{u\} = \{F\},$$

где $[M]$, $[C]$, $[K]$ — матрицы масс, демпфирования и жесткостей вибросистемы соответственно; $\{F\}$ — вектор нагрузки; $\{u''\}$, $\{u'\}$, $\{u\}$ — векторы узловых ускорений, скоростей и перемещений соответственно.

Применение данного метода позволило учесть все типы нелинейностей, в том числе большие перемещения и большие деформации; все перемещения и напряжения определялись в одном шаге по времени. Схема прямого интегрирования по времени программы ANSYS — неявная, безусловно устойчивая и базирующаяся на методе Ньюмарка [22]. В начальный момент времени все перемещения и скорости вибросистемы приняты равными нулю.

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Результаты физического моделирования показали, что вследствие интенсивного затухания колебаний, передаваемых от одного источника к месту закрепления другого, увеличение расстояния между ними на величину более допускаемой [19] приводит к тому, что при синхронном режиме работы в центральной точке транспортирующей поверхности устройства возникает своеобразная “мертвая зона”, в которой амплитуда колебаний A значительно меньше амплитуды колебания на участках приложения вынуждающей силы, причем независимо от значения P_{\max} (рис. 5).

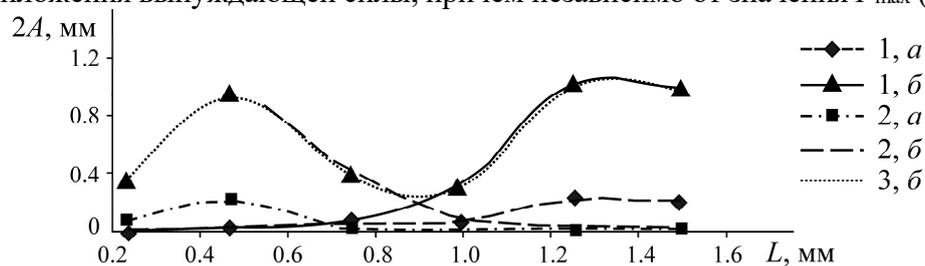


Рис. 5. Распределение размаха поперечных колебаний ($2A$) вдоль длины рабочего органа (L): 1, 2 — работа только одного вибровозбудителя в положении В1 или В2 соответственно; 3 — работа двух вибровозбудителей при вынуждающей силе P_{\max} 750 Н (а) или 3000 Н (б)

При перемещении влажного сыпучего материала это приводит к замедлению его движения на центральном участке рабочего органа. Постепенно материал скапливается, слипается и теряет свою подвижность, не сдвигаясь с места практически до момента освобождения от него разгрузочного участка и снижения общей нагрузки на рабочий орган. Для его разрыхления требуются дополнительные затраты энергии. В противном случае скорость транспортирования и качество просушивания вдоль грузонесущего органа становятся неравномерными.

В свою очередь в режиме биений происходит периодическое увеличение интенсивности колебаний транспортирующей поверхности и встряхивание просушиваемой массы. Вследствие волнового движения рабочего органа в сторону выпуска встряхивание случается не одновременно, а поочередно в различных точках вдоль направления перемещения материала, способствуя его выпуску вне зависимости от массы. Качественное сравнение показало, что при работе инерционных вибровозбудителей, закрепленных на протяженном рабочем органе малой жесткости, режим биений предпочтительнее синхронного.

В соответствии с результатами численного моделирования, при одном и том же значении вынуждающей силы, изменение частоты колебаний в пределах ± 5 Гц приводит к периодическому увеличению в 1,5–2 раза амплитуды колебаний в центральной точке рабочего органа по сравнению с синхронным режимом (рис. 6).

В результате физического моделирования установлено, что указанной разницы частот достаточно для того, чтобы повысить скорость перемещения сыпучего материала на центральном участке транспортирующей поверхности, выровнять толщину его движущегося слоя по всей длине рабочего органа и повысить скорость выпуска мерного объема материала. Причем снижение вынуждающей силы одного из виброисточников вследствие уменьшения частоты вращения дебалансов не сказывается на равномерности перемещения материала, а транспортирование осуществляется при меньших энергозатратах.

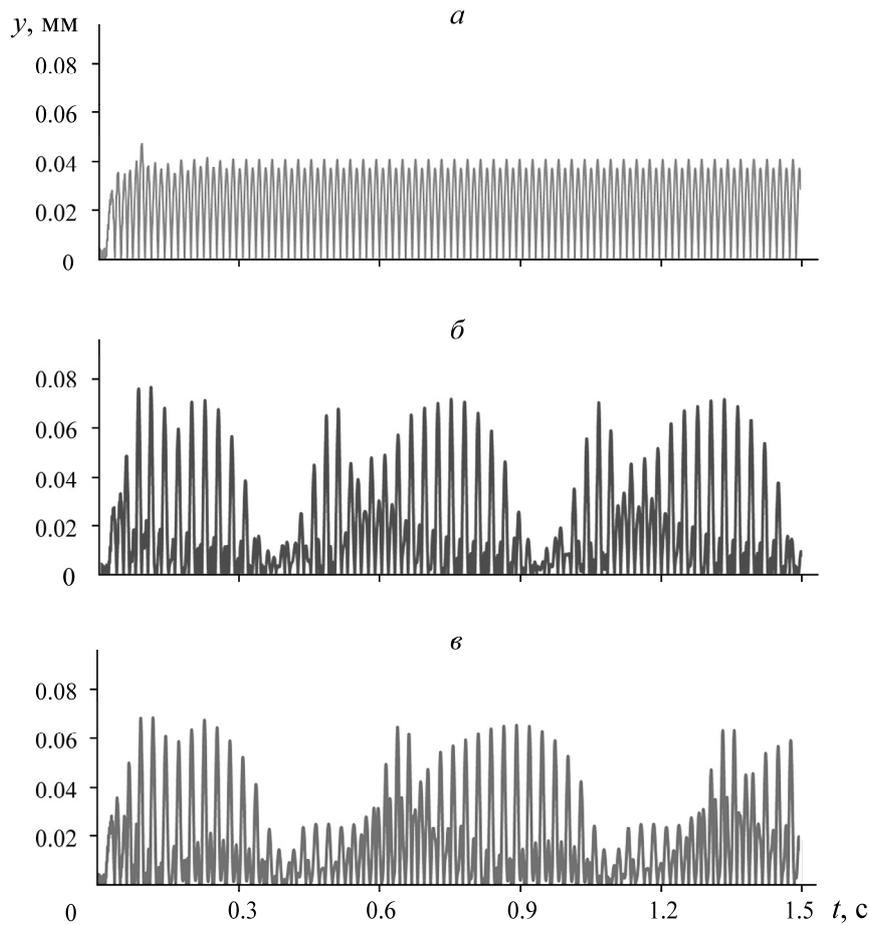


Рис. 6. Осциллограмма виброперемещения в центральной точке рабочего органа при работе источников колебаний В1 и В2 с частотами f_1 и f_2 соответственно: *а* — $f_1 = f_2$, *б* — $f_1 > f_2$ на 5 Гц; *в* — $f_1 < f_2$ на 5 Гц.

Наблюдения за выпуском материала из накопительной емкости на физической модели показали, что увеличение частоты вращения дебалансов вибровозбудителя, закрепленного в положении В2, в пределах до 5 Гц при неизменной частоте вращения дебалансов вибровозбудителя В1 и постоянном статическом моменте приводит к некоторому росту вынуждающей силы на этом участке транспортирующей поверхности, следствием чего является повышение амплитуды колебаний, скорости движения сыпучего материала и снижение времени выпуска (рис. 7).

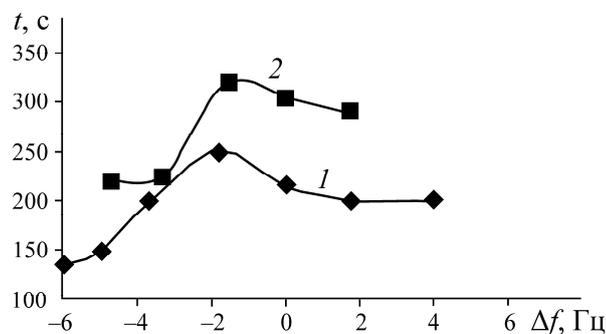


Рис. 7. Зависимость времени выпуска мерного объема сыпучего материала от рассогласования парциальных частот вибровозбудителей при влажности сыпучего материала: 1 — 2.5%; 2 — 5.0 %

Однако уменьшение частоты данного виброисточника на 5 Гц при неизменных других условиях практически не влияет на значения скорости перемещения сыпучей массы и времени выпуска. Для обеспечения желаемого режима перемещения сыпучего материала нет необходимости в повышении энергозатрат, а достаточно создать рассогласование между скоростями вращения дебалансов виброисточников не более ± 5 Гц.

При указанном рассогласовании частот желаемый режим биения повторяется при каждом запуске устройства в работу и сохраняется на протяжении всего выпуска мерного объема материала, что свидетельствует о его стабильности.

В таблице приведены результаты численных экспериментов, полученные для двух амплитудных значений вынуждающих сил P_{\max} при частоте колебаний 36 ± 5 Гц и погонной массе сыпучего материала $m = 268$ кг/м. Установлено, что благодаря волновому движению упругого рабочего органа, замена синхронного режима работы устройства на режим биений с рассогласованием парциальных частот ± 5 Гц практически не сказывается на напряженно-деформированном состоянии рабочего органа. Увеличение его эквивалентного напряжения составляет не более 4–5 % по отношению с σ_{\max} при синхронном режиме. Даже максимальные вынуждающие силы виброисточников создают напряжения в пределах допустимого значения, однако с целью обеспечения долговечности рабочего органа рекомендуется принимать отношение P_{\max} / m не более 10–11 Н·м/кг.

Значения максимального эквивалентного напряжения

Рассогласование Δf , Гц	Рабочий орган			Упругое основание		
	σ_{\max} , МПа		$[\sigma_{\text{доп}}]$, МПа	$\sigma_{\text{сж}}$, МПа		$[\sigma_{\text{сж}}]$, МПа
	$P_{\max} = 750$ Н	$P_{\max} = 3000$ Н		$P_{\max} = 750$ Н	$P_{\max} = 3000$ Н	
–5	21	134	175	0.015	0.094	54
0	18	132		0.004	0.027	
+5	24	139		0.021	0.125	

Во всех рассмотренных случаях, вне зависимости от режима колебаний напряжения, создаваемые на элементах опоры грузонесущего органа, малы в сравнении с допустимым значением.

Таким образом, режим биений с рассогласованием парциальных частот в пределах ± 5 Гц позволяет обеспечить перемещение влажного сыпучего материала вдоль упругого рабочего органа вибротранспортирующего устройства без скоплений и уплотнений, а в совокупности с другими достоинствами таких машин делает перспективным их применение в конструкции сушильного оборудования для переработки полезных ископаемых.

ВЫВОДЫ

В результате физического моделирования установлено, что работа дебалансных вибровозбудителей в режиме биений обеспечивает перемещение сыпучего материала вдоль упругого рабочего органа на значительные расстояния с малыми энергетическими затратами, что свидетельствует об эффективности применения таких устройств в конструкциях просушивающего оборудования, используемого в технологиях переработки сыпучих геоматериалов. Для стабильной работы виброисточников в выбранном режиме и бесперебойного движения сыпучей массы по транспортирующей поверхности достаточно создать разницу парциальных частот ± 5 Гц.

Результаты численного моделирования показали, что благодаря волновому движению рабочего органа, переход на режим биений увеличивает напряженное состояние конструкции не более чем на 4–5 %, однако для повышения срока службы рабочего органа рекомендуется принимать значение вынуждающей силы вибровозбудителя в зависимости от погонной массы перемещаемого сыпучего материала из отношения P_{\max}/m не более 10–11 Н·м/кг.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Матвеева Т. Н., Гетман В. В., Каркешкина А. Ю.** Исследование адсорбционных и флотационных характеристик реагента дитиопирилметана для извлечения золота из упорных золотомышьяковых руд // ФТПРПИ. — 2020. — № 4. — С. 157–163.
2. **Гурман М. А., Щербак Л. И.** Технологическая минералогия и первичное обогащение магнетитовой руды месторождения Поперечного // ФТПРПИ. — 2018. — № 3. — С. 157–167.
3. **Пелевин А. Е.** Технология обогащения магнетитовых руд и пути повышения качества железных концентратов // Изв. вузов. Горн. журн. — 2011. — № 2. — С. 20–28.
4. **Wencai Zhang, Rick Honaker, Yonggai Li, and Jinxiang Chen** The importance of mechanical scrubbing in magnetite-concentrate, *Miner. Eng.*, 2014, Vol. 69. — P. 133–136.
5. **Якубайлик Э. К., Ганженко И. М., Бутов П. Ю., Килин В. И.** Уровень потерь магнетитового железа при мокрой сепарации // Изв. вузов. Черная металлургия. — 2016. — Т. 59. — № 6. — С. 397–401.
6. **Сушильная** установка барабанного типа НИАГАРА // <https://www.stroymehnika.ru/sbp.php>.
7. **Сушилка АСУ-2.1** (барабанная сушилка песка, сушка песка, газовая сушилка топочными газами). <https://prodselmash.ru/specializirovannoe-oborudovanie/oborudovanie-dla-suski/14>.
8. **Сушилка АСУ-2.2** (барабанная сушилка горячим воздухом от электрокалориферов). <https://prodselmash.ru/specializirovannoe-oborudovanie/oborudovanie-dla-suski/15>.
9. **Гончаревич И. Ф., Фролов К. В.** Теория вибрационной техники и технологии. — М.: Наука, 1981. — 320 с.
10. **Бауман В. А., Быховский И. И.** Вибрационные машины и процессы в строительстве. — М.: Высш. шк., 1977. — 255 с.
11. **Vervloet D., Nijenhuis J., and van Ommen J. R.** Monitoring a lab-scale fluidized bed dryer: A comparison between pressure transducers, passive acoustic emissions and vibration measurements, *Powder Technology*, 2010, Vol. 197 — P. 36–48.
12. **Mohammad J. Aberuee, Hossein Ahmadikia, and Masoud Ziaei-Rad.** The effect of internal plate vibration on the rate of heat transfer in a glass recycling process dryer, *Int. J. of Thermal Sci.*, 2020, Vol. 156. DOI.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106424
13. **Сушилка** вибрационная с инфракрасными излучателями СВИК. <https://www.consit.ru/dlya-sushki/sushilki-svik>.
14. **Сушилки** с виброкипящим слоем. <https://www.carriervibrating.com/industries-applications/mining-minerals-coal>.
15. **Тишков А. Я.** Теория и практика создания машин для выпуска и доставки руды, основанных на принципе бегущей волны: автореф. дисс. ... д-ра техн. наук. — Новосибирск, 1974. — 28 с.
16. **Тишков А. Я., Креймер В. И., Григорьев В. М., Гендлина Л. И., Зимонин Л. В.** Вибролента как перспективное средство выпуска и доставки полезных ископаемых на рудниках и шахтах // Шахта будущего. — Новосибирск, 1973. — С. 160–161.

17. **Levenson S. Ya., Gendlina L. I., and Kulikova E. G.** Conditions of efficient vibrodischarge of rock materials in modern mining and processing technologies, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science Serp. Geodynamics and Stress State of the Earth's Interior, GSSEI 2017, 2018, DOI.org/10.1088/1755-1315/134/1/012038
18. **ПМ 173920 РФ.** Вибрационное устройство для перемещения и обезвоживания сыпучих материалов / С. Я. Левенсон, Л. И. Гендлина, Е. Г. Куликова, В. М. Усольцев; заявитель и патентообладатель ИГД СО РАН, № 2016147307; заявл. 01.12.2016; опубли. в БИ. — 2017. — Бюл. № 26.
19. **Куликова Е. Г., Усольцев В. М.** О возможности увеличения дальности перемещения горных пород с помощью вибрационного транспорта // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук. — 2020. — Т. 7. — № 1 — С 312–318.
- 20 **Протасов С. И., Молотилев С. Г., Левенсон С. Я., Гендлина Л. И.** Результаты испытания вибрационного конвейера — Деп. в ВЦНИЭИУголь, № 1634. — Кемерово, 1979. — 9 с.
- 21 **Блехман И. И.** Синхронизация динамических систем — М.: Наука, 1971. — 894 с.
22. **Лукашевич А. А.** Современные численные методы строительной механики — Хабаровск: ХГТУ, 2003. — 135 с.
- 23 **Креймер В. И., Тишков А. Я.** Колебания виброленты и их затухание по длине // ФТПРПИ — 1972. — № 3. — С. 111–115.

Поступила в редакцию 06/IV 2021

После доработки 21/V 2021

Принята к публикации 24/V 2021