

*Е. Г. Куликова<sup>1</sup>\**

## **Особенности самосинхронизации дебалансных вибровозбудителей, закрепленных на основании малой изгибной жесткости**

<sup>1</sup> Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, г. Новосибирск, Российская Федерация  
\* e-mail: shevchyk\_78@mail.ru

**Аннотация.** Рассмотрен вопрос самосинхронизации дебалансных вибровозбудителей, закреплённых на основании малой изгибной жесткости, каким является упругий рабочий орган вибротранспортирующих устройств, разработанных в ИГД СО РАН. Особенность этих машин заключается в волновом характере движения грузонесущего органа под действием вынуждающей силы, способствующем передаче энергии от одного дебалансного источника колебаний к другому, их подстройки друг под друга и постепенной самосинхронизации. Описана методика проведения и результаты лабораторных исследований влияния величины рассогласования парциальных частот вибровозбудителей и массы перемещаемого сыпучего материала на угол сдвига фаз дебалансов, как показатель устойчивости синхронного режима их вращения. Приведены данные, полученные при работе вибротранспортирующего устройства под нагрузкой фиксированной величины и при выпуске мерного объема, когда присоединённая масса сыпучего материала меняется от максимума до нуля.

**Ключевые слова:** упругий рабочий орган, дебалансные вибровозбудители, волновое движение, самосинхронизация, устойчивость синхронного режима, рассогласование парциальных частот, угол сдвига фаз, переменная нагрузка

*Е. Г. Kulikova<sup>1</sup>\**

## **Features of self-synchronization of unbalanced vibration exciters mounted on the small bending stiffness base**

<sup>1</sup> Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences, Novosibirsk, Russia  
\* e-mail: shevchyk\_78@mail.ru

**Abstract.** The problem of unbalanced vibration exciters self-synchronization fixed on the small bending stiffness base, which is the elastic working body of vibration-transporting equipment developed at the Institute of Mining of the Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, is described. The peculiarity of these machines is the elastic working body undulatory motion under the action of exciting force, which facilitates the transfer of energy from one unbalanced vibration exciter to another, their adjustment to each other and gradual self-synchronization. The techniques and results of laboratory research of the deviation between the partial frequencies of vibration exciters and the mass of transported bulk material effect on the unbalances phase-lag angle, as an index of the synchronous mode of their rotation stability, are described. The data obtained during operation of a vibration-transporting equipment under a fixed load and during the release of a measured volume, when the attached mass of bulk material changes from maximum to zero, are described.

**Keywords:** elastic working body, unbalanced vibration exciters, undulatory motion, self-synchronization, stability of synchronous mode, deviation between the partial frequencies, phase angle, variable load

## *Введение*

Горная техника всегда отличалась значительными габаритными размерами. С ростом объемов добычи полезных ископаемых увеличивается и грузоподъемность, а также конструктивные параметры транспортирующих машин и перегрузочных устройств, используемых на стыках различных технологических звеньев. В частности, устройства непрерывного действия, предназначенные для выпуска сыпучей массы из выработок или накопительных емкостей перегрузочных пунктов, а также для дальнейшего транспортирования должны иметь достаточно протяженный рабочий орган, обеспечивать бесперебойную перегрузку материала, надежно работать в тяжелых условиях при высоких статических и динамических нагрузках. Таким требованиям удовлетворяет вибрационная техника [1–11].

Вибромашины, созданные в ИГД СО РАН, имеют рабочий орган малой изгибной жесткости, отличающийся упругостью, достаточной для совершения волнового движения под действием вынуждающей силы виброисточника. Они имеют значительно меньшую металло- и энергоемкость, более широкие возможности для реализации различных режимов виброперемещения, могут использоваться для выпуска и перемещения сыпучих материалов, в том числе влажных и связных, в сравнении с машинами с жестким грузонесущим органом [12–17]. Для увеличения протяженности упругого рабочего органа и дальности транспортирования без значительного изменения конструкции виброустройства было предложено рассредоточить вынуждающую силу по пути перемещения, используя не один, а два или несколько вибровозбудителей. При этом инерционные вибровозбудители, закрепленные на упругом основании, имеют способность к самосинхронизации, что позволяет достичь поставленной цели без дополнительных кинематических связей между дебалансами отдельных виброисточников. Однако обеспечение устойчивости синхронного режима, полученного этим способом – в настоящее время не до конца решенная задача.

Наиболее полно самосинхронизация инерционных вибровозбудителей изучена в предположении, что вибрирующий орган машины, на котором они установлены, представляет собой твердое основание, подвижно закрепленное в пространстве с помощью системы упругих опор [18–25]. Полученные результаты исследований позволили создать вибрационные транспортирующие устройства с жестким грузонесущим органом и самосинхронизирующимися вибровозбудителями.

Волновой характер движения упругого рабочего органа вносит свои особенности в процесс самосинхронизации инерционных вибровозбудителей, что требует дополнительных исследований для определения условий устойчивого режима вращения всех дебалансов и обеспечения равномерного вибрационного поля вдоль грузонесущей поверхности вибротранспортирующего устройства.

## *Анализ*

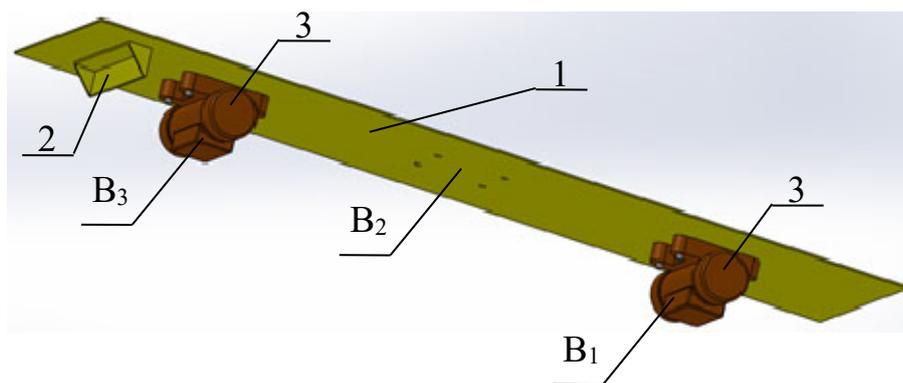
Основным условием самосинхронизации является близость парциальных угловых скоростей вибровозбудителей [26–28]. Установлено, что при волновом

движении рабочего органа интенсивность передачи энергии и взаимное влияние одного вибровозбудителя на другой зависят от длины волны, которая при прочих одинаковых параметрах определяется частотой колебаний, и расстояния между виброисточниками. Причем в рассматриваемой колебательной системе, находящейся под завалом сыпучего материала, работа одного вибровозбудителя в силу разных причин обеспечивает параметры вибрации, на порядок отличающиеся по величине. Подводимой ко второму вибровозбудителю мощности может быть недостаточно, чтобы изменить частоту вращения его дебалансов. Поэтому в условиях переменной нагрузки со стороны материала, выпускаемого из накопительной емкости, устойчивость синхронного режима зависит от его массы и равномерности распределения по длине транспортирующей поверхности виброустройства.

Для машин с жестким рабочим органом было определено, что устойчивость синхронного режима вращения дебалансов обеспечивается при их фазном или синфазном вращении. Исходя из этого назначается расположение вибровозбудителей друг относительно друга и частоты вращения их роторов. Учитывая особенности динамики упругого рабочего органа, были проведены исследования изменения угла сдвига фаз его виброисточников в зависимости от разницы частот вращения и массы перемещаемого сыпучего материала.

### *Методика проведения экспериментов*

Исследования выполнялись методом физического моделирования на стенде, включающим в себя бункер, транспортирующее устройство и виброизмерительный комплекс, получающий сигнал с пьезодатчиков. Рабочий орган виброустройства 1 (рис. 1), выполненный из стального листа с изгибной жесткостью, равной  $154 \text{ Н}\times\text{м}^2$ , свободно укладывался на раму через упругое основание.



1 – рабочий орган; 2 – упор; 3, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>, B<sub>3</sub> – вибровозбудители и возможные варианты их размещения

Рис. 1. Конструктивная схема упругого рабочего органа

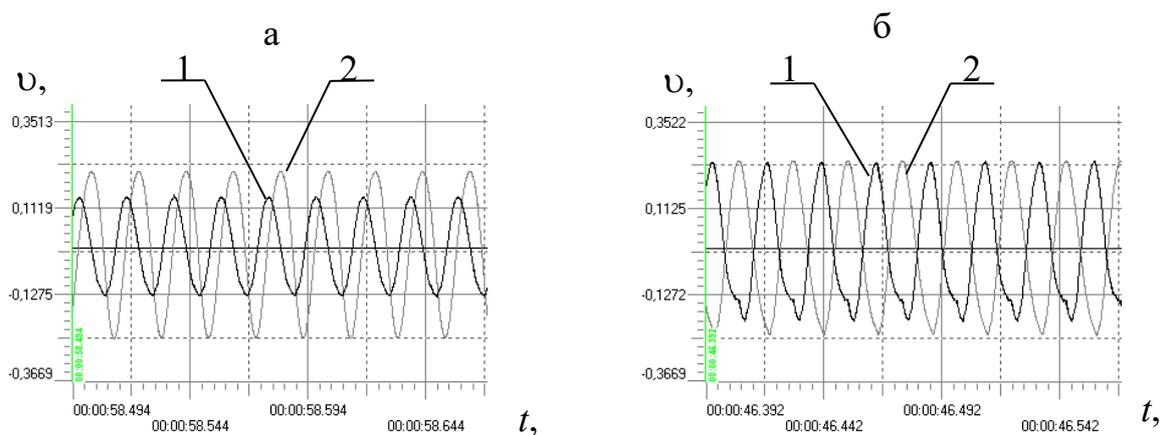
С его тыльной поверхности закреплялось два дебалансных вибровозбудителя 3 типа RZHF 40. Один из них находился на разгрузочном участке рабочего ор-

гана (положение  $V_1$ ), второй – на загрузочном или центральном участке (положения  $V_3$  и  $V_2$ ) с соответствующим изменением расстояния между ними с 0,85 м на 0,34 м. С помощью электронных преобразователей частоты серии F1500-G частота вращения ротора вибровозбудителя  $V_1$  устанавливалась на фиксированном значении в диапазоне 43 – 49 Гц, частота вращения дебалансов второго вибровозбудителя изменялась с шагом 0,1 Гц относительно него до наступления устойчивого синхронного вращения всех дебалансов.

Эксперименты проводились с использованием супеси с содержанием глинистой составляющей до 10% влажностью 4 – 6 %. Выполнялись измерения при ненагруженном рабочем органе, во время выпуска мерного объема и под постоянной нагрузкой, для чего масса сыпучего материала в накопительной емкости принималась равной 150, 350 или 550 кг, что соответствовало погонному весу 880, 2050 и 3235 Н/м.

Фиксируемым параметром являлась скорость вибрации, одновременно определяемая в шести точках транспортирующей поверхности, включая участки закрепления вибровозбудителей. Угол сдвига фаз вращения дебалансов определялся опосредованно по временному смещению осциллограмм гармонических колебаний, создаваемых на участках приложения вынуждающих сил.

### Результаты

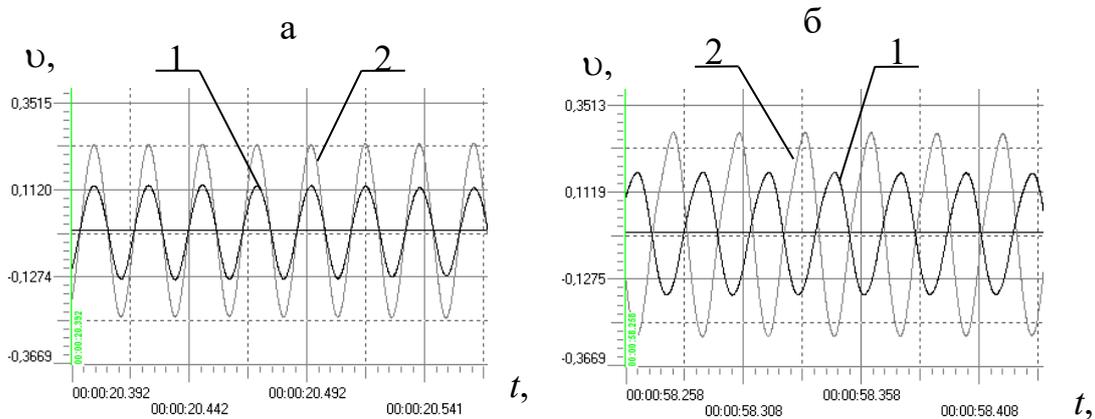


фазовый угол вращения  $\varphi$  дебалансов вибровозбудителей:  $a - \varphi = 90^\circ$  ( $\Delta f = 0,50$  Гц),  $b - \varphi = 180^\circ$  ( $\Delta f = 0,04$  Гц), 1,2 – виброскорость колебаний рабочего органа в точках  $T_{B1}$  и  $T_{B3}$  соответственно

Рис. 2. Осциллограммы колебаний рабочего органа при самосинхронизации вибровозбудителей  $V_1$  и  $V_3$

Установлено, что в выбранном диапазоне частот фазовый угол  $\varphi$  вибровозбудителей, работающих в устойчивом синхронном режиме на рабочем органе без нагрузки близок в  $180^\circ$ . С ростом величины рассогласования парциальных частот вибровозбудителей, закрепленных в положениях  $V_1$  и  $V_3$  с отношением  $l/l_B = 1,2 - 1,3$  (где  $l$  – длина волны, передаваемой от одного вибровозбудителя к другому,

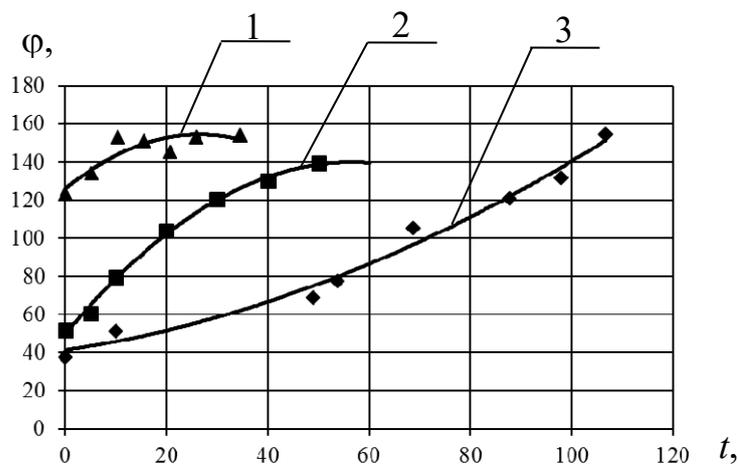
$l_B$  – расстояние между ними) угол  $\varphi$  уменьшается до  $87 - 90^\circ$  (рис. 2), а в положениях  $B_1$  и  $B_2$  и отношением  $l/l_B = 0,55 - 0,60$   $\varphi$  близок нулю.



фазовый угол вращения  $\varphi$  дебалансов вибровозбудителей: *а* –  $\varphi = 0^\circ$  ( $\Delta f = 0,46$  Гц), *б* –  $\varphi = 180^\circ$  ( $\Delta f = 0,03$  Гц), 1,2 – виброскорость колебаний рабочего органа в точках  $T_{B1}$  и  $T_{B2}$  соответственно

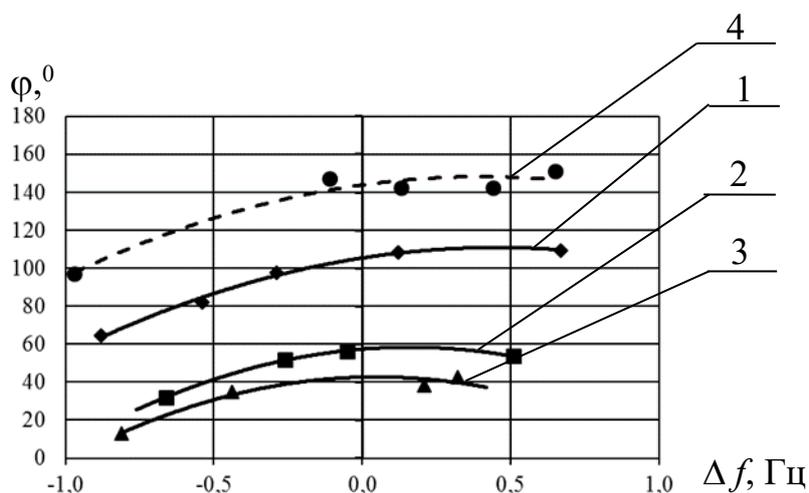
Рис. 3. Осциллограммы колебаний рабочего органа при синхронном вращении вибровозбудителей  $B_1$  и  $B_2$

Установлены зависимости значения угла  $\varphi$  от массы перемещаемой среды при волновом движении рабочего органа. На рисунке 3 представлены графики изменения угла сдвига фаз во время выпуска мерного объема сыпучего материала, т.е. при переменной нагрузке на транспортирующую поверхность виброустройства. На рисунке 4 – при постоянной нагрузке со стороны сыпучего материала. И в том, и другом случае отношение длины волны рабочего органа к расстоянию между виброисточниками составляло  $l/l_B = 0,6$ .



масса сыпучего материала в бункере: 1 – 150 кг; 2 – 350 кг; 3 – 550 кг

Рис. 4. Зависимость угла сдвига фаз синхронно работающих вибровозбудителей от времени выпуска сыпучего материала



погонная нагрузка сыпучего материала: 1 – 880 Н/м; 2 – 2050 Н/м; 3 – 3235 Н/м; 4 – 0 Н/м

Рис. 5. Зависимость угла сдвига фаз вибровозбудителей от величины рассогласования их частот и нагрузки на транспортирующую поверхность

### Обсуждение

Синхронный режим работы вибровозбудителей носит устойчивый характер, если величина рассогласования частот вращения их дебалансов  $\Delta f$  не превышает допустимое значение  $\Delta f_{\text{доп}}$ , определяемое интенсивностью энергии, передаваемой от одного виброисточника к другому. В противном случае возникают биения. Благодаря волновому характеру движения рабочего органа вибровозбудители могут работать синхронно с различным фазовым углом  $\phi$ , который при прочих одинаковых условиях зависит от разницы частот вращения виброисточников. При исследовании ненагруженного рабочего органа было установлено, что чем меньше эта разница, тем ближе вращение к противофазному. Интервал, в котором может изменяться фазовый угол, зависит от отношения длины волны  $l$ , возникающей в рабочем органе при работе каждого из источников колебаний в отдельности, к расстоянию между ними  $l_{\text{в}}$ . На рисунках 2 и 3 показаны результаты измерения виброскорости при синхронном вращении роторов вибровозбудителей, расстояние между которыми равно 1,2 – 1,3 от длины волны и 0,55 – 0,60 от нее же соответственно. Как следует из приведенных осциллограмм, при допустимом значении рассогласования частот в первом случае фазовый угол может принимать значения от  $90^\circ$  (рис. 2,а) до  $180^\circ$  (рис. 2,б), во втором – в интервале от  $0^\circ$  (рис. 3,а) до  $180^\circ$  (рис. 3,б). Причем, как отмечалось, синхронный противофазный режим реализуется в обоих случаях при малых значениях рассогласования частот виброисточников.

Если  $\Delta f$  превышает  $\Delta f_{\text{доп}}$  не более чем на 10 – 15%, то синхронный режим также наблюдается, но носит неустойчивый характер, то есть происходят периодические срывы на биения и восстановление режима. В таком случае при вибра-

ции ненагруженного рабочего органа угол сдвига фазы находится между  $0^\circ$  и  $180^\circ$  и меняет свое значение после каждого срыва.

Процесс выпуска из накопительной емкости мерного объема сыпучего материала сопровождается постепенным уменьшением нагрузки на грузонесущий орган виброустройства, изменением параметров его колебаний, и как результат, степени влияния вибровозбудителей друг на друга. Полученные данные показали, что выпуск массы 550 кг при  $l_B = (1,2 - 1,3)l$  сопровождается ростом амплитуды виброперемещения и уменьшением частоты колебаний, создаваемых каждым из вибровозбудителей, на 1 – 5 Гц. Из-за различий в условиях закрепления и нагружения загрузочного и разгрузочного участков рабочего органа эти изменения индивидуальны для каждого из виброисточников, что оказывает влияние на периодическое изменение величины рассогласования частот вращения их дебалансов и снижает устойчивость синхронного режима.

С уменьшением расстояния между виброисточниками до  $0,6l$  снижение частоты колебаний в процессе выпуска на участках закрепления вибровозбудителей становится почти одинаковым, мало влияя на величину рассогласования парциальных частот и устойчивость синхронного режима их работы. С изменением массы мерного объема материала от максимального значения до нуля величины и соотношения амплитуд колебаний постоянно изменяются, и подстройка вибровозбудителей друг под друга протекает непрерывно. В начальный момент выпуска массы 150 кг угол сдвига фаз составил  $120^\circ$  (рис. 4, кривая 1), а массы 550 кг –  $40^\circ$  (рис. 4, кривая 3). Со снижением уровня загрузки накопительной емкости угол  $\varphi$  возрастал до  $140^\circ - 150^\circ$ , стремясь к противофазе в независимости от начальной степени заполнения емкости. На протяжении всего времени выпуска биений не происходило, поэтому такой процесс можно считать устойчивым, хотя и не стабильным, так как изменение постепенное изменение угла  $\varphi$  каждый раз происходило по-разному.

В реальных условиях горного производства накопительные емкости редко опорожняются полностью. Под влиянием постоянно действующей распределенной нагрузки величина рассогласования  $\Delta f$  и угол  $\varphi$  также остаются неизменными. При работе с погонным весом материала 880 Н/м допустимый диапазон рассогласования парциальных частот составлял  $-0,7 - +0,7$  Гц с изменением угла сдвига фаз от  $60$  до  $110^\circ$  (рис. 5, кривая 1). Увеличение погонной нагрузки до 2050 Н/м дало уменьшение амплитуды колебаний на участках закрепления виброисточников  $B_1$  и  $B_2$  в 1,2 – 1,3 и в 1,8 – 2,0 раза соответственно, что снизило влияние второго вибровозбудителя на первый в большей степени, чем первого на второй. Угол рассогласования фаз уменьшается до  $30 - 60^\circ$  (рис. 5, кривая 2). Дальнейший рост погонной нагрузки ведет к превышению величины погонной массы, т.е. массы сыпучего материала, участвующей в вибрационном движении [20], и снижению степени влияния на амплитуду колебаний рабочего органа. Увеличение нагрузки с 2050 до 3235 Н/м привело к дальнейшему уменьшению угла  $\varphi$ , но не более, чем на  $20^\circ$  (рис. 5, кривая 3). Было отмечено, что вращение дебалансов вибровозбудителей с близкими парциальными частотами сопровож-

дается практически неизменным углом сдвига их фаз при любой постоянной распределенной нагрузке сыпучего материала. В диапазоне  $\Delta f = \pm 0,3$  Гц угол  $\varphi$  меняется не более, чем на  $3 - 7^\circ$  относительно максимального значения при всех рассмотренных величинах нагружения рабочего органа, что свидетельствует об устойчивости синхронного режима.

Таким образом, для использования явления самосинхронизации необходимо подбирать виброисточники с близкими характеристиками так, чтобы их парциальные частоты отличались незначительно. В этом случае, как показал эксперимент, вращение вибровозбудителей стремится к постоянному значению, определяемому величиной присоединенной массы сыпучего материала и при работе ненагруженного рабочего органа близко к противофазному.

### *Заключение*

1. Одним из параметров, определяющих устойчивость синхронного режима вращения дебалансов инерционных вибровозбудителей, является угол сдвига их фаз. При закреплении виброисточников на рабочем органе малой изгибной жесткости его значение зависит не только от рассогласования парциальных частот, но и от амплитуды и длины волны, передаваемой от одного участка приложения вынуждающей силы к другому, расстояния между этими участками и величины распределенной нагрузки перемещаемого сыпучего материала.

2. Во время работы вибровозбудителей с практически равными угловыми скоростями на ненагруженном рабочем органе режим вращения дебалансов близок к противофазному, что соответствует результатам, полученным для машин с жесткими рабочими органами.

3. Использование виброустройства под завалом сопровождается уменьшением амплитуды на участках закрепления виброисточников и их взаимного влияния. Угол сдвига фаз уменьшается с увеличением высоты столба сыпучего материала. Однако благодаря волновому движению рабочего органа синхронный режим вращения сохраняется.

4. При полной разгрузке бункера величина рассогласования парциальных частот постепенно меняется. Вибровозбудители подстраиваются друг под друга на протяжении всего времени выпуска. За счет волнового движения и обеспечения максимально возможного допустимого рассогласования  $\Delta f_{\text{доп}}$  появляется возможность организовать устойчивый синхронный режим работы источников колебаний даже в условиях переменных нагрузок.

*Работа выполнена в рамках проекта НИР (№ государственной регистрации 121052600390-5).*

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Денцов Н. Н. Экспериментальное исследование технических характеристик вибрационного питателя с параметрическим возбуждением // Вестник Башкирского университета. – 2020. – Т. 25. – № 2. – С. 232–238.

2. Никитенко С. М., Худынцев Е. А., Кизилов С. А., Григоренко В. Ю. Устройство для выпуска угля на конвейер // Горное оборудование и электромеханика. – 2020. – № 3 (149). – С. 55–61.
3. Интенсификация погрузочно-транспортных работ на карьерах / С. Г. Молотилов, Е. И. Васильев, О. Б. Кортелев и др. – Новосибирск: Из-во СО РАН, 2000. – 208 с.
4. Electric vibrating feeders (vibrating feeders) – Site access mode: [http://www.mtspb.com//production\\_current.php?id=4&id\\_group=22](http://www.mtspb.com//production_current.php?id=4&id_group=22).
5. Vibrating feeder – Site access mode: [http://www.break-day.com/ru/vibrating\\_feeder.htm](http://www.break-day.com/ru/vibrating_feeder.htm).
6. Vibratory Rock Screens / Feeders – Site access mode: <http://www.generalkinematics.com/mining/proddesc.cfm/productid/94>
7. Бауман В. А., Быховский И. И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. – М., 1977. – 255 с.
8. Dey K., Gobetti A., Ramorino G. Advances in understanding of multiple factors affecting vibration weld strength of thermoplastic polymers // Journal of Advanced Joining Processes. – 2023. – № 8. – 20 pp.
9. Suaza-Montalvo A., Cares-Pacheco V. G., Falk V. Time-dependent behaviour of industrial granular materials under vibration: Modelling and phenomenology // Chemical Engineering Science – 2023. – № 271. – 13 pp.
10. Van Zeebroeck M., Tijsskens E., Dintwa E., Kafashan J. and over The discrete element method (DEM) to simulate fruit impact damage during transport and handling: Case study of vibration damage during apple bulk transport. // Postharvest Biology and Technology – 2006. – № 41. – P. 92–100.
11. Bondarchuk S. V. Theory of impact sensitivity revisited: mechanical-to-vibrational energy transfer phenomenon // FirePhysChem – 2022. – № 2. – P. 334–339.
12. Тишков А. Я. Теория и практика создания машин для выпуска и доставки руды, основанных на принципе бегущей волны: Автореф. дис...докт. техн. Наук. – Новосибирск, 1974. – 28 с.
13. Tishkov A. Ya., Eremenko Yu. I., Gendlina L. I. About vibration discharge of free-flowing bulk materials // Fiziko-Tekhnicheskiye Problemy Razrabotki Poleznykh Iskopaemykh. – 1994. – № 2. – С. 93–96.
14. Тишков А. Я., Шевчук Е. Г. Влияние конструктивных параметров вибропитателя на выпуск сыпучего материала из бункера // ФТПРПИ. – 2002. – № 5. – С. 84–88.
15. Тишков А. Я., Гендлина Л. И., Еременко Ю. И., Левенсон С. Я. Вибрационное воздействие на сыпучую среду при выпуске ее из емкости // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых – 2000 – №1 – С. 55-60.
16. Гендлина Л. И., Левенсон С. Я. К проблеме выпуска связных материалов вибрационным способом // Интерэкспо ГЭО-Сибирь-2017. XIIIМеждународ. науч. конгр.: Международ. науч. конф. «Недропользование. Горное дело. Направления и технологии поиска, разведки и разработки месторождений полезных ископаемых. Геоэкология»: сб. материалов. – Ново-сибирск: СГГА, 2017. – Том 2. – № 2. – С. 154–158.
17. Левенсон С. Я., Гендлина Л. И., Куликова Е. Г. Условия реализации эффективного вибро-выпуска материалов в современных технологиях добычи и переработки полезных ископаемых // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук – Новосибирск – 2017 – Т.4 – С. 28–33.
18. Смирнова В. Б., Утина Н. В., Проскурников А. В. Новые критерии самосинхронизации двух дебалансных вибровозбудителей. // Устойчивость и колебания нелинейных систем управления (конференция Пятницкого): Материалы XVI Международной научной конференции. – М: Институт проблем управления им. В.А. Трапезникова РАН. – 2022. – С. 403–407.
19. Шестаков В. М., Епишкин А. Е., Томчина О. П. Динамика автоматизированных электрических систем многороторных вибрационных установок. – СПб., 2014. – 106 с.

20. Вибрации в технике: Справочник. Т.4. Вибрационные процессы и машины/. Под ред. Э. Э. Лавендела – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с.
21. Ярошевич Н. П. Динамика вибрационных машин в условиях «слабой» самосинхронизации возбудителей. Авт. дис. на соискание уч. ст. д.т.н. / Институт проблем машиноведения Российской академии наук. Санкт-Петербург. – 2004.
22. Румянцев С. А., Тарасов Д. Ю., Шихов А. М. Оптимизация пусковых процессов вибротранспортирующих машин с тремя дебалансными вибровозбудителями. // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2012. – № 4 (16). – С. 46–52.
23. Жебелев А. А. Исследование условий самосинхронизации дебалансных вибровозбудителей // Сб. «Материалы 78-й студенческой научной конференции. Материалы конференции». – Брянск. – 2023. – С. 533–536.
24. Ярошевич Т. С., Толстущко Н. Н., Ярошевич Н. П. Использование гармонических коэффициентов влияния для решения задач о кратной самосинхронизации вибровозбудителей, связанных с линейной колебательной системой // Вісник СевНТУ. – 2012. – № 133. – С. 79–84.
25. Багаев Д. З., Терентьева О. В., Томчина О. П. Управление кратной синхронизацией роторов трехроторной вибрационной установки при учете упругости карданных валов // Сб. «Неделя науки СПбГПУ. материалы научно-практической конференции с международным участием». – Институт информационных технологий и управления СПбГПУ. – 2014. – С. 109–112.
26. Блехман И. И., Васильков В. Б., Ярошевич Н. П. О некоторых возможностях совершенствования вибрационных машин с самосинхронизирующимися инерционными вибровозбудителями // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2013. – № 3. – С. 18–22.
27. Блехман И. И. Частотная синхронизация и ее возможная роль в явлениях микромира // Автоматика и телемеханика. – 2020. – № 8. – С. 54–62.
28. Блехман И. И. Синхронизация динамических систем – М.: «Наука», 1971. – 894 с.

© Е. Г. Куликова, 2024