

## **К ВОПРОСУ ОБЕСПЕЧЕНИЯ САМОСИНХРОНИЗАЦИИ ДЕБАЛАНСНЫХ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЕЙ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ КАРЬЕРНОГО ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛЯ**

*Самуил Яковлевич Левенсон*

Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, 630091, Россия, г. Новосибирск, Красный пр., 54, кандидат технических наук, зав. лабораторией вибротехники, тел. (383)205-30-30, доп. 312, e-mail: lev@misd.ru

*Евгения Григорьевна Куликова*

Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, 630091, Россия, г. Новосибирск, Красный пр., 54, кандидат технических наук, научный сотрудник лаборатории вибротехники, тел. (383)205-30-30, доп. 169, e-mail: shevchyk@ngs.ru

Приведено описание гидрофицированного вибрационного отвалообразователя, разработанного в ИГД СО РАН для перегрузки горной породы из автосамосвалов в отвал. Особое внимание уделено конструкции вибрационных транспортирующих устройств, рабочий орган которых представляет собой металлический лист малой изгибной жесткости. Для создания равномерного вибрационного поля по всей транспортирующей поверхности на рабочем органе установлено два инерционных вибровозбудителя.

Приведены методика проведения и результаты экспериментальных исследований динамики упругого рабочего органа, оснащенного двумя дебалансными источниками колебаний. Установлено допустимое рассогласование парциальных частот, при котором сохраняется синхронный режим работы вибровозбудителей. Определено влияние конструктивных параметров рабочего органа на устойчивость синхронного режима.

Представлено описание экспериментального образца вибрационного отвалообразователя, результаты испытания которого подтвердили эффективность использования такого оборудования для работы на автомобильных отвалах горных предприятий.

**Ключевые слова:** вибрационный отвалообразователь, упругий рабочий орган, дебалансный вибровозбудитель, самосинхронизация, устойчивость режима, парциальные частоты, длина волны.

## **ASSURANCE OF SELF-SYNCHRONIZATION OF UNBALANCE VIBRATION EXCITERS OF TRANSPORTER EQUIPMENT OF PIT DUMPER**

*Samuil Ya. Levenson*

Chinakal Institute of Mining SB RAS, 54, Krasny Prospect St., Novosibirsk, 630091, Russia, Ph. D., Head of Vibrotechnique Laboratory, phone: (383)205-30-30, extension 312, e-mail: lev@misd.ru

*Evgeniya G. Kulikova*

Chinakal Institute of Mining SB RAS, 54, Krasny Prospect St., Novosibirsk, 630091, Russia, Ph. D., Researcher, Vibrotechnique Laboratory, phone: (383)205-30-30, extension 169, e-mail: shevchyk@ngs.ru

The description of hydraulically operated vibrational dumper developed at Institute of Mining SB RAS for rock mass transloading from trucks into dump is given. The attention to the construction of vibration transporter equipment whose attachment is represented with metal sheet with low bending stiffness is paid. Two inertial vibration exciters have been set for assurance of uniform vibration field throughout transporting equipment.

The procedure and results of the tests of dynamic of flexible attachment equipped with two unbalance sources of oscillations are shown. Allowable mismatch of partial frequency, at which in-synch working mode of vibration exciters is saved, is established. The influence of constructive parameters of attachment on stability of in-synch mode is determined.

The description of experimental prototype of vibration dumper is given. Results of tests of the dumper has proved the efficiency of using such equipment for working at truck dumps of mining enterprises.

**Key words:** vibration dumper, flexible attachment, unbalance vibration exciter, self-synchronization, mode stability, partial frequencies, wave length.

Формирование породных отвалов – важный этап производственного процесса горнодобывающих предприятий. Для его реализации чаще всего применяют тяжелые типы бульдозеров и экскаваторов, которые, находясь в зоне возможного обрушения откоса отвала, не могут в полной мере обеспечить безопасность проводимых работ [1–5].

В ИГД СО РАН разработана конструкция самоходного гидрофицированного вибрационного отвалообразователя (рис. 1) [6–8], предназначенного для работы с автомобильным транспортом и позволяющего предотвратить падения тяжелой техники в отвал. Он состоит из грузонесущего органа 1 с несколькими вибрационными транспортирующими устройствами 2, установленного при помощи силовых гидроцилиндров 3 и 4 на опорной раме 5.

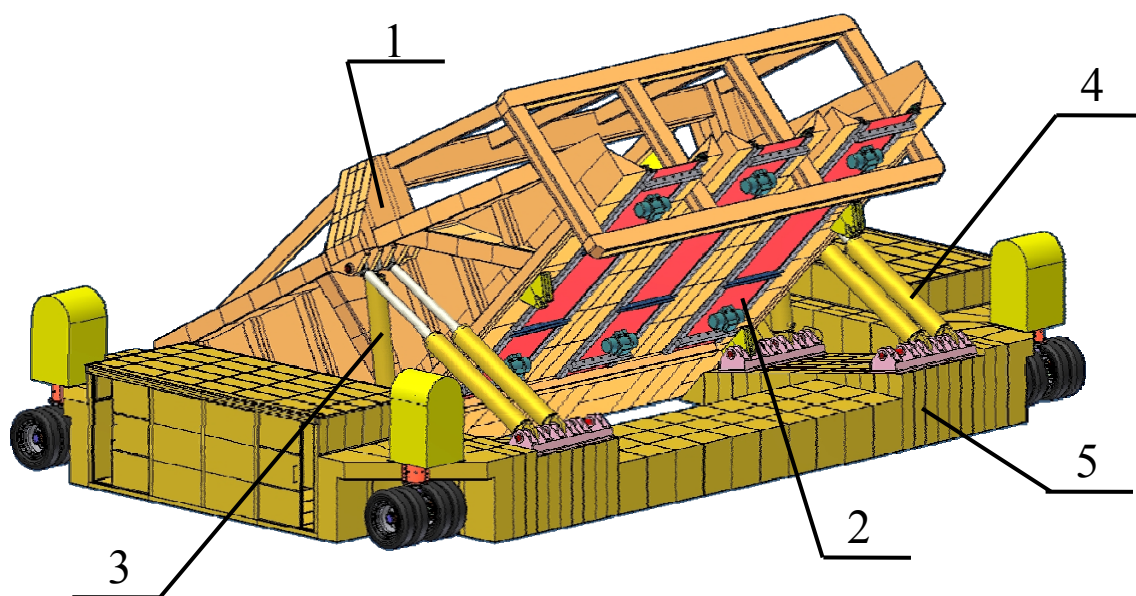


Рис. 1. Гидрофицированный вибрационный отвалообразователь:

1 – грузонесущий орган; 2 – вибрационное транспортирующее устройство; 3, 4 – гидроцилиндры; 5 – опорная рама

При помощи механизма передвижения отвалообразователь устанавливается у кромки откоса отвального яруса на спланированной горизонтальной площадке. Автосамосвал выгружает сыпучий материал на грузонесущий орган 1, который разворачивается и перемещает породу под откос отвала [9,10].

В качестве транспортирующих устройств 2 было решено использовать вибрационные питатели «виброленты», разработанные в ИГД СО РАН [11–13]. Рабочий орган этих машин представляет собой металлический лист малой изгибной жесткости, свободно уложенный на основание и совершающий волновое движение под действием круговой вынуждающей силы инерционного вибровозбудителя.

Благодаря отсутствию элементов упругих связей между грузонесущим органом и основанием грузоподъемность этих машин ограничена лишь механической прочностью основания. Это дает возможность использовать «виброленты» в условиях динамического воздействия породы, выгружаемой самосвалом на их транспортирующую поверхность. Простота монтажа позволяет снизить трудоемкость сборки грузонесущего органа отвалообразователя. Кроме того, питатели с упругим рабочим органом имеют большие возможности для реализации различных режимов виброперемещения.

Согласно рекомендациям [14] вибровозбудитель «виброленты» располагается от разгрузочной кромки рабочего органа на расстоянии, равном одной трети от его длины. Для предотвращения возможного затухания колебаний, передаваемых вдоль транспортирующей поверхности под завалом, было решено использовать дополнительный виброисточник, как показано на рис. 1. При этом обеспечение равномерного вибрационного поля по всей длине рабочего органа должно осуществляться за счет самосинхронизации инерционных вибровозбудителей.

Результаты теоретического изучения процесса самосинхронизации широко представлены в работах И. И. Блехмана, Н. П. Ярошевича и других авторов [15–19]. Эти данные и экспериментальные закономерности, полученные на физических моделях в лаборатории вибротехники ИГД СО РАН, позволили создать ряд двухприводных вибрационных транспортирующих машин, одной из которых является ВТУ-6 [20]. Однако обеспечение стабильности синхронного режима работы вибровозбудителей, установленных на протяженном упругом рабочем органе, остается актуальной задачей.

В связи с этим были проведены экспериментальные исследования влияния способа установки рабочего органа на раме и волнового характера его движения на рассогласование парциальных частот и устойчивость синхронного режима работы виброисточников.

Эксперименты проводились на физической модели вибрационного транспортирующего устройства, показанной на рис. 2. Рабочий орган имел изгибную жесткость  $EI = 154 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$  и погонную массу  $m = 9 \text{ кг/м}$ . Конструкция рамы позволяла изменять угол его наклона от  $0^\circ$  до  $15^\circ$ . Для ограничения смещения рабочего органа в продольном направлении на раме был закреплен сменный упор 5, жесткость которого равнялась 1.33 или 8.00 МН/м.

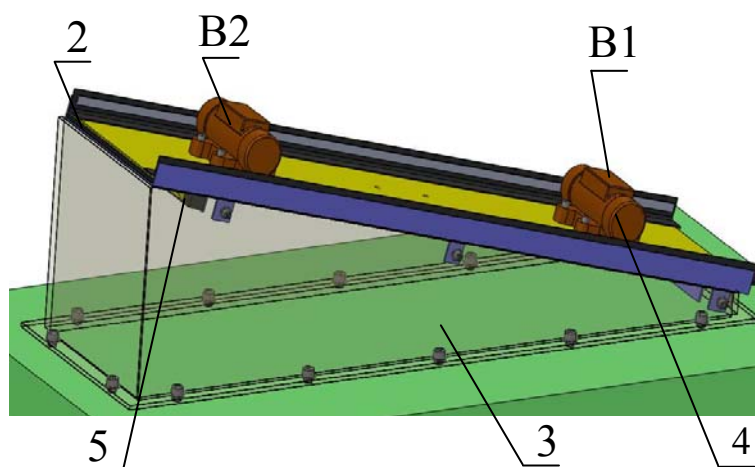


Рис. 2. Вибрационный питатель:

1 – рабочий орган; 2 – упругое основание; 3 – опорная рама; 4, B1, B2 – вибровозбудители и их варианты размещения; 5 – упругий упор

В качестве источников колебания использовались два инерционных вибровозбудителя типа RZHF 40. Один из них был установлен на разгрузочном участке (положение B1) рабочего органа, второй – на загрузочном (положение B2). Статический момент дебалансов каждого из вибровозбудителей – 0.005 кг·м. Частота вращения B1 составляла поочередно 49, 36 и 21 Гц, а B2 – изменялась относительно этих значений с помощью электронных преобразователей частоты с шагом 0.1 Гц. Направление вращения всех дебалансов – по часовой стрелке относительно вида на рис. 2.

Рассматривались колебания ненагруженного упругого рабочего органа. С помощью виброизмерительной аппаратуры в нескольких точках, расположенных вдоль его продольной оси, одновременно измерялись составляющие виброскорости в продольном и нормальном направлении к транспортирующей поверхности устройства.

С целью исследования передачи колебаний от каждого работающего виброисточника до места крепления второго и возможности самосинхронизации при их совместном действии был принят следующий порядок проведения эксперимента:

Этап 1. Включался вибровозбудитель B1 (рис. 2).

Этап 2. Через 15 – 20 секунд включался B2, и вибровозбудители работали совместно в течение 40 – 70 секунд.

Этап 3. B1 выключался и B2 работал еще 10 – 15 секунд.

Виброскорость фиксировалась непрерывно в течение всего времени работы устройства.

В результате измерений на этапах 1 и 3 были определены параметры упругой волны, передаваемой работающим вибровозбудителем к месту крепления неработающего при различных значениях частоты вынуждающей силы.

Длина каждой волны  $l_d$  зависит от конструктивных параметров рабочего органа и, в первую очередь, от его изгибной жесткости  $E I$  [21]:

$$l_d = \frac{10,6}{\omega} \sqrt[4]{\frac{E I g}{m a}},$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;  $a$  – амплитудное перемещение в области приложения вынуждающей силы с круговой частотой  $\omega$ .

На интенсивность передаваемых поперечных колебаний помимо приведенных характеристик оказывают влияние трение рабочего органа об основание и соотношение его массы и массы неработающего вибровозбудителя. На рис. 3 представлены кривые, показывающие в фиксированный момент времени изменение вибрационного перемещения вдоль грузонесущего органа при частотах 49 Гц и 21 Гц. Линии 1, 2 и 3, 4 отличаются по времени на половину периода колебаний.

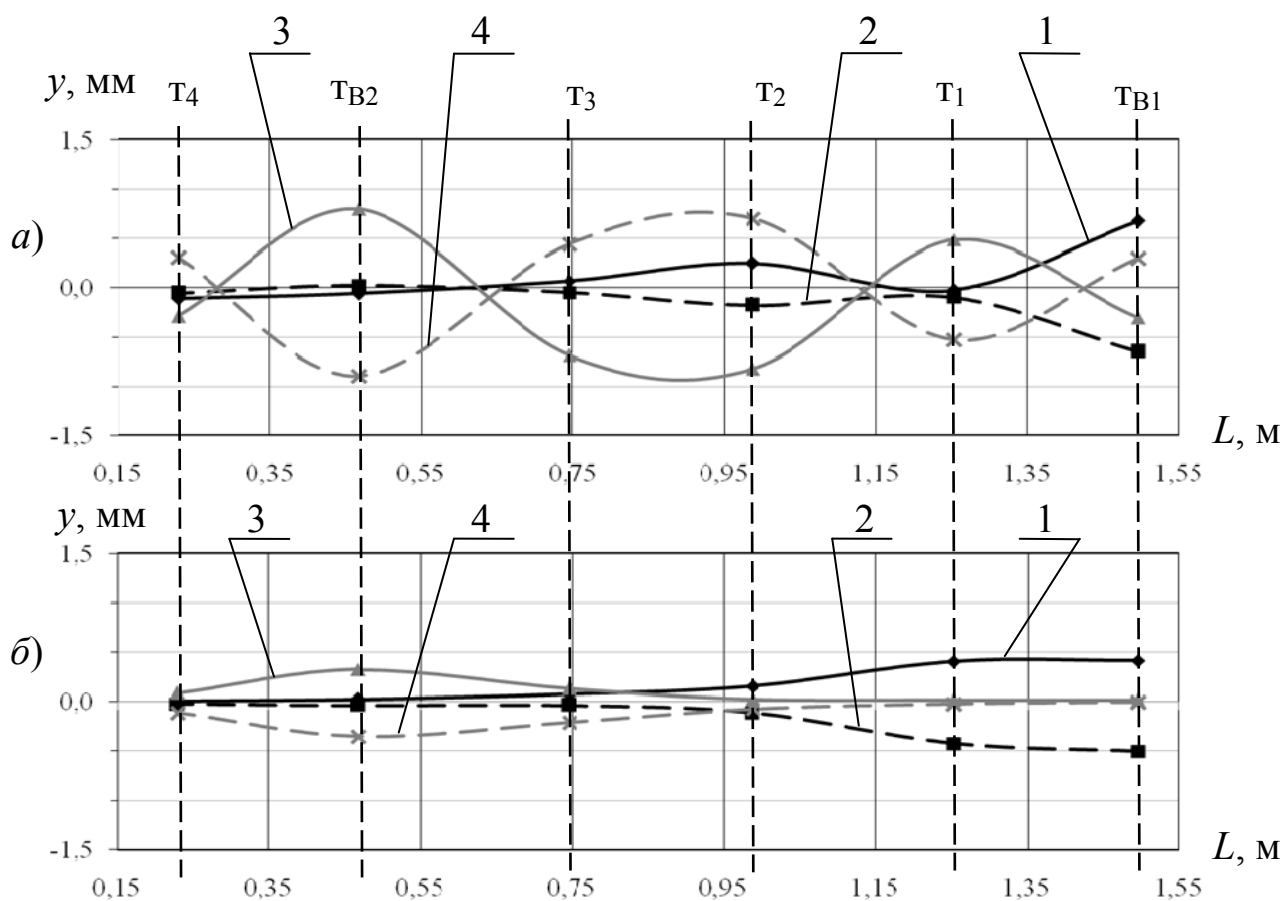


Рис. 3. Распределение виброперемещения вдоль рабочего органа:

1, 2 и 3, 4 – распределение виброперемещения вдоль рабочего органа при работе одного из вибровозбудителей В1 или В2 соответственно; точки измерения:  $T_{B1}$ ,  $T_{B2}$  – у вибровозбудителей,  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_4$  – вдоль рабочего органа; частота колебаний:  $a$  – 49 Гц;  $b$  – 21 Гц

Приведенные кривые показывают, что с увеличением частоты вынуждающей силы длина волны и соотношение между значениями виброперемещения в областях установки работающего и неработающего вибровозбудителей уменьшаются.

В результате исследования совместной работы виброисточников определено, что снижение затухания колебаний, передаваемых вдоль рабочего органа, приводит к увеличению влияния рассматриваемого вибровозбудителя на вращение дебалансов второго источника колебаний. Для оценки степени этого влияния введены коэффициенты, определяющие соотношение амплитуды вибрации  $a_i$  в области работающего вибровозбудителя и амплитуды  $a_{ij}$ , передаваемой в эту область упругой волной от другого источника вибрации:

$$k_{12} = a_1/a_{12}, \quad k_{21} = a_2/a_{21},$$

где  $a_1, a_2$  – размах в точке В1 или В2 соответственно,  $a_{12}, a_{21}$  – виброперемещение, передаваемое в В1 от В2 или в В2 от В1 соответственно.

Экспериментально установлено, что изменение соотношения амплитуд колебаний в областях крепления вибровозбудителей, характеризуемого коэффициентами  $k_{12}$  и  $k_{21}$ , влияет на рассогласование парциальных частот, которое определялось как допустимое  $\Delta f$ , если сохранялся синхронный режим работы виброисточников, и недопустимое – при возникновении биений. Значения  $k_{12}, k_{21}$  и  $\Delta f$ , полученные для систем с различной жесткостью упорного элемента и углом наклона рабочего органа  $15^\circ$ , колеблющихся с разными частотами, приведены в таблице.

Жесткость упора, МН/м	Частота вибровозбудителя $f_1$ , Гц	$k_{12}$	$k_{21}$	$\frac{a_1}{a_2}$	Соотношение частот вибровозбудителей $f_1$ и $f_2$	Допустимое рассогласование частот $\Delta f$ , Гц
1.33	49	2.3	8.0	0.8	$f_1 > f_2$	0.7
					$f_1 < f_2$	0.4
	43	1.6	4.3	1.0	$f_1 > f_2$	0.5
					$f_1 < f_2$	0.4
	36	10.8	3.2	1.5	$f_1 > f_2$	0.1
					$f_1 < f_2$	0.5
8.00	49	2.1	9.0	0.7	$f_1 > f_2$	0.6
					$f_1 < f_2$	0.3
	43	1.6	3.5	0.9	$f_1 > f_2$	0.4
					$f_1 < f_2$	0.3
	36	8.0	3.0	1.7	$f_1 > f_2$	0.2
					$f_1 < f_2$	0.4

Из приведенных данных следует, что чем меньше длина волны, создаваемая вибровозбудителем, тем меньше соотношение  $a_1 / a_2$  и сильнее взаимное влияние вибровозбудителей друг на друга, что вызывает рост  $\Delta f$ . При этом синхронный режим работы виброисточников становится более стабильным.

Предполагалось, что изменение параметров продольных колебаний рабочего органа за счет увеличения угла его наклона и жесткости упорного элемента окажет влияние на процесс самосинхронизации. Однако эксперимент показал, что вследствие волнового движения рабочего органа, продольная составляющая вибрации, передаваемая в область контакта с упругим упором, недостаточна, чтобы вызвать его заметную реакцию. Повышение жесткости упора более чем в 6 раз, а угла наклона от  $0^\circ$  до  $15^\circ$  не оказало заметного влияния, как на возможность получения синхронного режима, так и на допустимую величину рассогласования частот вибровозбудителей.

Проверка стабильности синхронного режима работы виброисточников под нагрузкой и эффективности предлагаемых транспортирующих устройств при перегрузке сыпучего материала отвалообразователем проводились с помощью экспериментального образца оборудования грузоподъемностью 10 тонн (рис. 4). Результаты испытаний подтвердили возможность использования «вибролент» для создания полноразмерных отвалообразователей.



Рис. 4. Общий вид экспериментального вибрационного отвалообразователя

#### *Выводы.*

Для использования двухприводных питателей с упругим рабочим органом в качестве транспортирующих устройств самоходного гидрофицированного отвалообразователя необходимо обеспечить устойчивый синхронный режим работы их вибровозбудителей.

Экспериментально установлено, что стабильность синхронного режима повышается с уменьшением длины упругой волны, передаваемой от одного вибровозбудителя к другому и зависящей от соотношения конструктивных и динамических параметров транспортирующего устройства.

Продольные колебания рабочего органа практически не оказывают влияния на стабильность синхронного режима работы виброисточников.

Эффективность использования предлагаемого грузонесущего органа в конструкции отвалообразователя подтверждена экспериментально.

*Работа выполнена в рамках научного проекта ФНИ № гос. регистрации АААА-А17-117122090003-2.*

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Интенсификация погрузочно-транспортных работ на карьерах / С. Г. Молотиллов, Е. И. Васильев, О. Б. Кортелев и др. – Новосибирск : Из-во СО РАН, 2000. – 208 с.
2. Зенков И. В., Нефедов Б. Н., Барадудин И. М., Кирюшина Е. В. Современные тенденции и экологические проблемы в формировании и рекультивации породных отвалов при добыче угля открытым способом // Экология и промышленность России. – 2014. – № 6. – С. 22–25.
3. Окунева А. Ю., Переверзева В. Ю. К вопросу о формировании отвалов вскрышных пород // Сб.: Образование, наука, производство VIII Международный молодежный форум. – 2016. – С. 1207–1212.
4. Федорова Е. А. Закономерности формирования экскаваторных отвалов // Вестник Читинского государственного университета. – 2011. – № 3 (70). – С. 110–118.
5. Дудинский Ф. В. Методические основы определения параметров технологии вскрышных работ с формированием внешних отвалов драглайнами // Вестник Иркутского государственного технического университета – 2013. – № 12 (83). – С. 149–153.
6. Патент на полезную модель № 88004 В65G27/00. Вибрационный отвалообразователь / Левенсон С. Я., Гендлина Л. И., Еременко Ю. И., Морозов А. В., Протасов С. И., Голдобин В. А. – 2009. – 2 с.
7. Патент на полезную модель № 121800 В65G27/00. Вибрационный отвалообразователь / Левенсон С. Я., Гендлина Л. И., Усольцев В. М., Голдобин В. А., Морозов А. В. – 2012. – 2 с.
8. Левенсон С. Я., Гендлина Л. И., Морозов А. В., Усольцев В. М. Оборудование для безопасного формирования породных отвалов большегрузными автосамосвалами // Сб.: Перспективы инновационного развития угольных регионов России. Сборник трудов IV Международная научно-практическая конференция. – 2014. – С. 181–183.
9. Морозов А. В., Куликова Е. Г. Формирование автомобильных отвалов с использованием вибротехники // Труды XV Международного симпозиума имени академика М. А. Усова студентов и молодых ученых «Проблемы геологии и освоения недр». – Томск, 2011. – Т. 2. – С. 383–285.
10. Левенсон С. Я., Гендлина Л. И., Морозов А. В., Усольцев В. М. Совершенствование процесса формирования автоотвалов при открытой разработке полезных ископаемых // ГИАБ. – 2016. – № 1. – С. 96–105.
11. Тишков А. Я., Гендлина Л. И., Еременко Ю. И., Левенсон С. Я. Вибрационное воздействие на сыпучую среду при выпуске ее из емкости // ФТПРПИ. – 2000. – № 1. – С. 55–60.
12. Спиваковский А. О., Гончаревич И. Ф. Вибрационные и волновые транспортирующие машины. – М.: Наука, 1983.



13. Гендлина Л. И., Куликова Е. Г. О численном моделировании динамики вибрационного питателя для выпуска горной массы // ГИАБ. – 2015. – № 11. – С. 224–230.
14. Тишков А. Я. Теория и практика создания машин для выпуска и доставки руды, основанных на принципе бегущей волны: Автореф. дис...докт. техн. наук / А. Я. Тишков; СО АН СССР. Совет секции по прочности материалов и технологии машиностроения Объед. учен. Совета по физ.-мат. и техн. наукам. – Новосибирск, 1974. – 28 с.
15. Блехман И. И. Синхронизация динамических систем. – М. : «Наука» – 1971. – 894 с.
16. 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.
17. Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Плехов А. С., Титов Д. Ю. Биения, возникающие при синхронизации двух двигателей, установленных на общем вязкоупругом основании // Труды НГТУ им. Р. Е. Алексеева – 2016. – № 2 (113). – С. 75–85.
18. Нагаев Р. Ф., Шишкин Е.В. Самосинхронизация инерционных вибровозбудителей в вибрационной конусной дробилке // Обогащение руд. – 2003. – № 1. – С. 33–36.
19. Ярошевич Т. С., Тимошук В. Н., Ярошевич Н. П. Динамическая синхронизация дебалансных вибровозбудителей с кратными частотами вращения // Вестник СевНТУ. – 2011. – № 120. – С. 228–233.
20. Протасов С. И., Молотилов С. Г., Левенсон С. Я., Гендлина Л. И. Результаты испытания вибрационного конвейера. – Рукопись деп. В ЦНИЭИУголь, № 1634. – Кемерово, 1979. – 9 с.
21. Креймер В. И., Тишков А. Я. Колебания виброленты и их затухание по длине // ФТПРПИ. – 1972. – № 3. – С. 111–115.

© С. Я. Левенсон, Е. Г. Куликова, 2019