Модернизация вибровозбудителя грохота ГИСЛ при переходе на новый режим работы

Дьяконова В. Я.^{1*}, Калиновская Т. Г.¹, Дьяконов М. Н.², Волчкова И. В.¹

¹ Сибирский федеральный университет, г. Красноярск, Россия

² Компания «М2М-Телематика Сибирь», г. Красноярск, Россия

*e-mail: ktgrig@rambler.ru

Реферат

Цель работы. В статье рассматриваются кинематические и динамические параметры грохота ГИСЛ-62 с целью усовершенствования устройства, предназначенного для возбуждения механических колебаний, и возможности эффективного использования грохота в связи с необходимостью перевода его на режим работы с повышенной частотой вращения валов вибратора и уменьшенной амплитудой колебаний корпуса.

Методика проведения исследований. В работе для определения настройки грохота при необходимых кинематических параметрах использованы методы аналитического исследования с элементами динамического и кинематического синтеза.

Результаты. Для получения требуемой амплитуды колебаний корпуса грохота и частоты вращения валов вибратора проведены исследования дифференциального уравнения установившегося движения грохота. Определены необходимая возмущающая сила, создаваемая вибратором; величина статического момента дебалансов; требуемое количество виброизоляторов в опорах корпуса грохота; расчетная мощность двигателей и другие параметры режима работы вибратора. С учетом действия значительных возмущающих сил, создаваемых дебалансами, произведены расчеты на прочность и жесткость валов вибратора. Определен коэффициент динамичности грохота.

Выводы. Комплексно решены вопросы, связанные с определением параметров работы грохота, необходимых для перевода его на новый режим работы.

Ключевые слова: грохот; вибровозбудитель; дебаланс; амплитуда колебаний; частота вращения; возмущающая сила; вал вибратора; виброизолятор; вибратор грохота.

Введение. Вибрационные грохоты широко используют в горнодобывающей и металлургической отраслях для классификации каменных углей, антрацитов, горючих сланцев, щебня и других сыпучих материалов. Факторы, влияющие на эффективность грохочения, зависят как от свойств исходного сырья, так и от особенностей оборудования (характеристик просеивающей поверхности, угла наклона грохота, параметров вибраций рабочего органа) [1, 2]. В связи с этим многие предприятия приходят к необходимости проведения модернизации имеющегося оборудования для выполнения новых производственных задач, повышая эффективность использования имеющегося парка своих производственных мощностей. Известно, что при грохочении крупного материала амплитуда колебаний корпуса грохота должна быть больше, а частота меньше. При расसेве мелкоразмерных смесей наоборот – амплитуда колебаний меньше, а частота больше. Так, инерционный самобалансный грохот ГИСЛ-62, предназначенный для грохочения каменных углей, антрацитов и горючих сланцев, работает в режиме с частотой вращения валов вибратора 750 об/мин и амплитудой колебаний корпуса 4,5–8 мм. Новые технологические процессы грохочения, связанные с изменением гранулометрического состава сортируемых материалов (грохочение песчаных смесей), требуют перевода грохота ГИСЛ-62 на режим работы с пониженной амплитудой колебаний корпуса (до 2 мм)

и повышенной частотой вращения валов вибратора (до 1500 об/мин). Одним из путей решения проблемы, связанной с модернизацией грохота под новые производственные задачи, является усовершенствование устройства, предназначенного для возбуждения механических колебаний (вибратора). Это позволяет обойтись без изменения металлоконструкции корпуса как наиболее металлоемкой и, следовательно, наиболее дорогой его части.

Цель работы. Целью данной работы являлось проведение аналитических исследований кинематических и динамических параметров работы вибровозбудителя грохота ГИСЛ-62 при его переводе на новый режим работы с заданной амплитудой и частотой колебаний корпуса.

Рис. 1. Расчетная схема грохота
Fig. 1. Calculation model of the screen

В работе комплексно решались задачи, связанные с подбором оптимального количества виброизоляторов в опорах грохота; с определением требуемой величины возмущающей силы, статического момента дебалансов, мощности электродвигателей вибратора; с расчетом критической частоты вращения валов вибратора и их проверкой на жесткость и прочность.

Методика проведения исследований. В современных исследованиях, посвященных грохотам, доминирующее значение приобретают проблемы динамики [3–7], и поэтому вопросы, связанные с проектированием вибротранспортных машин, все сильнее увязываются с задачами динамического синтеза. В настоящей работе описаны аналитические исследования с применением элементов динамического и кинематического синтезов, посвященные определению настройки грохота при необходимых кинематических параметрах.

Исследования жесткости динамической системы и определение параметров работы вибровозбудителя грохота проводились путем анализа решения дифференциального уравнения движения корпуса грохота в установившемся режиме [8]. Расчеты на прочность и жесткость валов вибратора с учетом определенной в работе настройки грохота выполнялись по известным методикам с применением дифференциального уравнения упругой линии по методу начальных параметров и [9, 10].

Результаты. Вибратор создает постоянную по направлению возмущающую силу, величина которой изменяется по синусоидальному закону. Для получения направленной возмущающей силы применяют вибратор типа самобаланс, который установлен непосредственно на корпусе грохота и располагается выше про-

сеивающей поверхности (рис. 1). В качестве виброизоляторов используются цилиндрические витые пружины. Виброизоляторы симметрично расположены относительно двух взаимно перпендикулярных плоскостей, проходящих через центр тяжести грохота. Причем центр тяжести грохота и центр жесткости пружин лежат на одной оси. Вибратор грохота представляет собой четыре синхронно вращающихся дебаланса, расположенных консольно на двух валах. Привод вибратора осуществляется от двух двигателей. Дебалансы в вибраторе установлены таким образом, что при их встречном движении инерционные силы, возникающие вдоль оси действия возмущающей силы F , складываются, а в перпендикулярном направлении (вдоль оси O_1O_2) – уравниваются.

Рис. 2. Зависимость амплитуды колебаний короба от возмущающей силы
Fig. 2. Dependence of the vibration amplitude of the screen box on exciting force

Для получения однородного поля колебаний положение дебалансов выбрано так, что вектор результирующей возмущающей силы проходит через центр тяжести грохота под углом 45° к горизонтальной оси [11]. При вращении валов каждый из дебалансов вибратора создает центробежную силу

$$F = 0,25mr\omega^2,$$

где m – масса дебаланса; r – эксцентриситет дебаланса; ω – угловая скорость вращения вала вибратора.

Для определения требуемой возмущающей силы использовано известное дифференциальное уравнение установившегося движения короба грохота [9], содержащее силы инерции от суммарной массы колебательной системы виброинерционной машины $(M + m)x''$ и силы, действующие на короб грохота: возмущающую силу вибратора $mr\omega^2$; восстанавливающую силу пружин виброизоляторов K_x и силу сопротивлений упругих элементов грохота c_x . Решением дифференциального уравнения является закон колебательного движения грузонесущего орга-

на, в котором величина амплитуды вынужденных колебаний короба грохота определяется выражением

$$A = \frac{qr\omega^2}{\sqrt{4n^2\omega^2 + (p^2 - \omega^2)}}, \quad (1)$$

где $q = m/(M + m)$ – соотношение вращающейся (ротор) и общей масс колебательной системы; M – масса колеблющихся частей инерционного грохота; n – приведенный коэффициент сопротивлений упругой системы, $n = c/2(M + m)$; p – собственная частота колебательной системы, $p = \sqrt{K / (M + m)}$.

Анализ уравнения (1) показывает, что величина амплитуды перемещения короба грохота пропорциональна возмущающей силе вибратора, обратно пропорциональна общей массе грохота, а также существенно зависит от величины действующих сопротивлений n , уменьшаясь с их ростом. Влияние частоты вращения валов вибратора и возмущающей силы на амплитуду колебаний короба грохота представлено на рис. 2.

Как видно из уравнения (1), для уменьшения амплитуды колебаний следует увеличить жесткость динамической системы. В работе рассматривались два возможных варианта увеличения жесткости опорной конструкции грохота: установка двух или трех виброизоляторов в каждой из четырех опор, которые при проведении исследования считали безмассовыми упругими элементами с линейной упругой характеристикой. Упругие свойства виброизоляторов учитывались приведенными коэффициентами продольной жесткости $K_{z8} = 1019,6$ кН/м и $K_{z12} = 1529,4$ кН/м соответственно [8]. В зависимости от отношений высоты пружин к их диаметру, осадки пружин под действием расчетной нагрузки к их высоте определена жесткость пружин в горизонтальном направлении, которая составила 0,73 от их продольной жесткости. В результате проведенных расчетов было показано, что для получения требуемой амплитуды колебаний короба грохота достаточно в каждой из четырех опор установить по два виброизолятора с приведенной жесткостью $K = 1019,6$ кН/м.

Принимая во внимание то, что под действием возмущающей силы вибратора центр тяжести динамической системы получает ускорение x'' , определим величину возмущающей силы колебательной системы:

$$F = m(r\omega^2 \sin \omega t - x'').$$

Тогда амплитудное значение возмущающей силы

$$P = mr\omega^2 \sqrt{\frac{4n^2\omega^2 + [p^2 - \omega^2(1 - q)]^2}{4n^2\omega^2 + (p^2 - \omega^2)^2}}.$$

Видно, что величина возмущающей силы определяется настройкой колебательной системы. Регулирование величины возмущающей силы может производиться при изменении массы, эксцентриситета дебалансов, а также взаимного положения дебалансов при вращении.

При такой жесткости виброизоляторов для установившегося режима работы определена требуемая возмущающая сила, создаваемая вибратором, $P = 610,6$ кН, а также величина статического момента массы одного дебаланса $mr = 6,6$ кг · м.

С учетом перечисленных параметров разработана рациональная конструкция дебаланса, допускающая легкую регулировку статического момента.

Настройка грохота, т. е. соотношение вынужденной и собственной частоты колебаний ω/p , определяет режим его работы. Известно, что для грохотов приемлемы три режима работы: дорезонансный ($\omega/p < 1$), зарезонансный ($\omega/p > 1$) и режим резонанса ($\omega = p$). Из выражения (1) следует, что в случае резонанса амплитуда перемещения имеет максимальное значение. В то же время перемещения дебалансов вибратора и короба грохота могут не совпадать по фазе (угол сдвига фаз ϕ не всегда равен нулю) [13]. Проведенные аналитические исследования показывают, что грохот, имеющий требуемую амплитуду колебаний $A = 2$ мм и повышенную частоту вращения вала вибратора 1500 об/мин, работает в зарезонансном режиме, так как собственная частота колебаний системы $p = 10,3 \text{ с}^{-1}$, что во много раз меньше частоты вынужденных колебаний $\omega = 152 \text{ с}^{-1}$.

Практика эксплуатации грохотов в зарезонансном режиме [8] показывает, что при установившемся режиме работы и значительных изменениях нагрузки наблюдается устойчивая работа грохота. При переходе резонанса возмущающая сила вибратора уменьшается, так как она пропорциональна квадрату угловой скорости, тем не менее она может превышать 60 кН. Уменьшение времени разгона путем установки двигателя с большим пусковым моментом дает необходимый эффект уменьшения амплитуды колебаний при пуске [14, 15].

Источником движения рассматриваемой механической системы является момент двигателя, приложенный к ротору, который при установившемся движении обеспечивает практически постоянную угловую скорость. Из опыта проектирования [8] известно, что выбор мощности двигателя должен основываться на энергии, расходуемой на поддержание колебаний короба грохота с материалом и потерь на преодоление сопротивлений в механизмах вибратора. Основные потери энергии происходят за счет трения в подшипниках ротора. В исследуемом грохоте момент трения в подшипниках, рассчитанный с учетом максимальной возмущающей силы вибратора, передающейся на подшипники качения, равен $195,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$. В результате определена расчетная мощность, затрачиваемая на подбрасывание, транспортировку материала и преодоление сил трения в подшипниках вибратора при новом режиме работы вибровозбудителя, которая составила 30 кВт. Поэтому в приводе вибратора достаточно установить два электродвигателя по 15–16 кВт с повышенным пусковым моментом.

В процессе грохочения валы вибровозбудителя грохота работают в условиях действия значительных возмущающих сил, создаваемых дебалансами. Поэтому в настоящей работе проведены проверочные расчеты валов вибратора на жесткость и прочность с учетом динамических нагрузок. В качестве расчетной схемы каждого вала принята балка на двух опорах ступенчатого переменного сечения с распределенными и сосредоточенными массами, подвергающаяся воздействию возмущающих сил и сил инерции, развивающихся в ней от движения вала вместе с грохотом. Основным видом деформации вала вибратора является поперечный изгиб. Расчетная схема и эпюры поперечных сил Q и изгибающих моментов M по длине балки представлены на рис. 3, а.

Расчет на прочность валов вибратора, проведенный с учетом наибольшего значения возмущающей силы, созданной дебалансом, показал, что в опасном сечении под подшипником (рис. 3, б) величина расчетных нормальных напряжений изгиба составила 87 МПа, что значительно ниже допускаемых напряжений.

В расчете валов вибратора на жесткость при определении величины прогиба вала под дебалансами ступенчатая балка приведена к условной эквивалентной балке постоянного сечения с учетом моментов инерции сечений участков

a – calculation model of the shaft and shear and bending moment diagrams; $\bar{\sigma}$ – reduced equivalent beam of constant cross section with a curve of bending moments

балки I_n и коэффициентов приведения $K_n = I_0 / I_n$, определенных исходя из того, что момент инерции сечения эквивалентной балки I_0 равен моменту инерции сечения I_2 участка балки с диаметром $d = 140$ мм (табл. 1).

Дополнительные внешние силы ΔQ_n и моменты ΔM_n , действующие на границах участков эквивалентной балки, определены с учетом коэффициентов приведения K_n .

Таблица 1. Расчетные параметры вала вибратора
Table 1. Calculation parameters of the vibrator shaft

Номер участка	Диаметры участков вала d_n , мм	Моменты инерции сечений участков балки I_n , см ⁴	Коэффициенты приведения участков балки K_n	Дополнительные силы ΔQ_n	Дополнительные моменты ΔM_n
1	130	5712,2	1,35	+0,35P	+2,59P
2	140	7683,2	1,00		
3	160	13107,2	0,59	+0,41P	+6,437P
4	180	20995,2	0,62	0	+0,636P

Величина прогиба вала под дебалансом, найденная с использованием уравнения упругой линии балки, составила 0,074 см. Определение коэффициента податливости вала при изгибных колебаниях $\lambda = 0,2817 \cdot 10^{-6}$ позволило рассчитать величину статического прогиба вала под дебалансом $y_{ст} = 0,018$ см, в результате чего был определен коэффициент динамичности исследуемой механической системы вибровозбудителя, равный 4,1. Эта величина соответствует требуемым нормам для грохотов [9].

Важной динамической характеристикой вала вибратора является критическая частота вращения. С увеличением частоты вращения валов до $n_{кр}$ прогибы вала будут возрастать неограниченно, что может приводить к вибрациям и поломке. Кроме того, приближение частоты вращения к критическому значению опасно из-за возрастания сил на опорах. Величина критической частоты вращения вала вибратора, определенная с учетом масс дебалансов и коэффициента податливости вала, составила 2216 об/мин, что соответствует требованиям безопасности [9], так как рабочая частота вращения, равная 1500 об/мин, составляет менее $0,7 n_{кр}$.

Выводы. В результате проведенных исследований определены параметры работы грохота, необходимые для перевода его на новый режим работы с меньшей амплитудой (2 мм) и повышенной частотой вращения валов вибратора (1500 об/мин):

– требуемый статический момент одного дебаланса – 6,6 кг · м; величина максимальной возмущающей силы, создаваемой дебалансами – 610,6 кН;

– необходимая жесткость опорной конструкции грохота обеспечена установкой в опорах грохота по два виброизолятора (пружины) с приведенной жесткостью $K = 1019,6$ кН/м.

Проверочные расчеты валов модернизируемого вибровозбудителя на прочность и жесткость при динамических нагрузках показали, что:

– прочность и жесткость валов вибратора в новых условиях работы обеспечена;

– критическая частота вращения вала вибратора составляет 2216 об/мин, что соответствует требованиям безопасности $n_p \leq 0,7 n_{кр}$;

– коэффициент динамичности механической системы вибровозбудителя равен 4,1, что соответствует требуемым нормам для грохотов.

Результаты проведенных в работе исследований использованы на производстве при модернизации грохота ГИСЛ-62, который был переведен в новый режим работы и успешно работает в настоящее время.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вайсберг Л. А., Балдаева Т. М., Иванов К. С., Отрощенко А. А. Эффективность грохочения при круговых и прямолинейных колебаниях // Обогащение руд. 2016. № 1. С. 3–9.
2. Levchenko P. V. Experimental determination of vertical vibrating screen classification efficiency dependence on complex of dominating factors // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. 2012. No. 2. P. 64–68.
3. Юдин А. В. К обоснованию параметров вибрационного грохота для трудногрохотимой массы // Известия вузов. Горный журнал. 2016. № 4. С. 68–74.
4. Юдин А. В., Шестаков В. С., Абдулкаримов М. К. Разработка расчетной схемы и описание движения грохота с каскадной просеивающей поверхностью на основе двухмассной колебательной системы // Известия вузов. Горный журнал. 2018. № 4. С. 82–86.
5. Афанасьев А. И., Казаков Ю. М., Суслов Д. Н., Чиркова А. А. Периодические решения вынужденных колебаний рабочего органа вибротранспортной машины с учетом действия возмущающей нагрузки и силы трения в опорах // Известия вузов. Горный журнал. 2018. № 1. С. 71–77.
6. Юдин А. В. Моделирование вынужденных колебаний просеивающей поверхности инерционного грохота с консольно защемленными колосниками // Известия вузов. Горный журнал. 2016. № 6. С. 63–69.
7. Kremer E. B. Slow motion in systems with modulated excitation // Journal of Sound and Vibration. 2016. Vol. 383. P. 295–308.
8. Гончаревич И. Ф., Земсков В. Д., Корешков В. И. Вибрационные грохоты и конвейеры. М.: Госгортехиздат, 1960. 145 с.
9. Иосилевич Г. Б. Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.
10. Глушков Г. С. Инженерные методы расчетов на прочность и жесткость. М.: Машиностроение, 1971. 384 с.
11. Дьяконова В. Я., Калиновская Т. Г., Косолапова С. А., Дьяконов М. Н. Модернизация грохота с элементами динамического синтеза. Успехи современного естествознания. 2012. № 9. С. 88–91.
12. Вибрации в технике: справочник в 6 т. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / под ред. Э. Э. Лавендела. М.: Машиностроение, 1981. 510 с.
13. Dresig H., Holzweissig F. Dynamics of machinery. Theory and application. Berlin, Heidelberg: Springer, 2010. 544 p.
14. Блехман И. И., Блехман Л. И., Ярошевич Н. П. К динамике привода вибрационных машин с инерционным возбуждением // Обогащение руд. 2017. № 4. С. 49–53.
15. Yaroshevich N. P., Silivoniuk A. V. About some features of run-up dynamic of vibration machines with selfsynchronizing insertion vibro exciters // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. 2015. No. 4. P. 37–45.

Поступила в редакцию 23 июля 2019 года

Сведения об авторах:

Дьяконова Вера Яковлевна – кандидат технических наук, доцент кафедры технической механики Института горного дела геологии и геотехнологий Сибирского федерального университета. E-mail: z-dyakonova@mail.ru

Калиновская Татьяна Григорьевна – кандидат технических наук, доцент, заведующая кафедрой технической механики Института горного дела геологии и геотехнологий Сибирского федерального университета. E-mail: ktgrig@rambler.ru

Дьяконов Максим Николаевич – кандидат технических наук, директор Компании «М2М-Телематика Сибирь». E-mail: kps09@yandex.ru

Волчкова Ирина Викторовна – старший преподаватель кафедры технической механики Института горного дела геологии и геотехнологий Сибирского федерального университета. E-mail: vol.ira-58@mail.ru

DOI: 10.21440/0536-1028-2020-2-99-108

Modernization of the GISL screen exciter in conversion to new operating mode

Vera Ia. Diakonova¹, Tatiana G. Kalinovskaia¹, Maksim N. Diakonov², Irina V. Volchkova¹

¹ Siberian Federal University, Krasnoyarsk, Russia.

² Company M2M-Telematika Siberia, Krasnoyarsk, Russia.

Abstract

Research aim. The article considers the kinematic and dynamic parameters of the screen GISL-62 in order to improve the device for exciting mechanical vibration and the effective use of the screen because of the

need to transfer it to the operation mode with increased frequency of vibrator shafts rotation and reduced amplitude of the box vibration.

Research methodology. Methods of analytical research with the elements of dynamic and kinematic synthesis are used to specify the adjustment of the screen with the necessary kinematic parameters.

Results. The studies of the differential equation of the steady-state screen motion are carried out to obtain the required amplitude of the screen box oscillations and the vibrator shaft rotation frequency. The necessary disturbing force created by the vibrator, the value of static moment of unbalance, the required number of vibration dampers in the screen box supports, the calculated power of motors and other parameters of the vibrator operation mode are determined. The strength and rigidity of the vibrator shafts is calculated considering the significant exciting forces created by the unbalance. The coefficient of the screen dynamics is calculated.

Conclusions. The questions connected with defining parameters of the screen, necessary to transfer to a new operation mode are comprehensively settled.

Key words: vibration screen; vibration exciter; unbalance; vibration amplitude; rotation frequency; disturbing force; vibrator shaft; vibration damper; screen vibrator.

REFERENCES

1. Vaisberg L. A., Baldaeva T. M., Ivanov K. S., Otroshchenko A. A. Screening efficiency at circular and straight-line oscillations. *Obogashchenie Rud = Mineral Processing*. 2016; 1: 3–9. (In Russ.)
2. Levchenko P. V. Experimental determination of vertical vibrating screen classification efficiency dependence on complex of dominating factors. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2012; 2: 64–68.
3. Iudin A. V. Vibrating screen parameters substantiation for rock mass which is hard to screen. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal*. 2016; 4: 68–74. (In Russ.)
4. Iudin A. V., Shestakov V. S., Abdulkarimov M. K. Computational scheme development and movement description of a screen with the cascade screening surface on the basis of two-masses oscillatory system. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal*. 2018; 4: 82–86. (In Russ.)
5. Afanasiev A. I., Kazakov Iu. M., Suslov D. N., Chirkova A. A. Periodical solutions of forced oscillations of working part of vibration-transport machine considering the compelling load and friction force in supports. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal*. 2018; 1: 71–77. (In Russ.)
6. Iudin A. V. Forced oscillations modeling for the deck plate with cantilevered bars of unbalanced-throw screen. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal*. 2016; 6: 63–69. (In Russ.)
7. Kremer E. B. Slow motion in systems with modulated excitation. *Journal of Sound and Vibration*. 2016; 383: 295–308.
8. Goncharevich I. F., Zemskov V. D., Koreshkov V. I. *Vibration screens and conveyors*. Moscow: Gosgortekhzdat Publishing; 1960. (In Russ.)
9. Iosilevich G. B. *Machine elements*. Moscow: Mashinostroenie Publishing; 1988. 368 c. (In Russ.)
10. Glushkov G. S. *Engineering methods of strength and rigidity analysis*. Moscow: Mashinostroenie Publishing; 1971. (In Russ.)
11. Diakonova V. Ia., Kalinovskaia T. G., Kosolapova S. A., Diakonov M. N. Modernization of the vibration screen with dynamic synthesis. *Uspekhi sovremennogo estestvoznaniia = Advances in Current Natural Sciences*. 2012; 9: 88–91. (In Russ.)
12. Lavendel E. E. (ed.). *Vibrations in engineering: references book in 6 vol. Vol. 4. Vibration processes and machines*. Moscow: Mashinostroenie Publishing; 1981. 510 c. (In Russ.)
13. Dresig H., Holzweissig F. *Dynamics of machinery. Theory and application*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2010. 544 p.
14. Blekhman I. I., Blekhman L. I., Iaroshevich N. P. Upon drive dynamics of vibratory machines with inertia excitation. *Obogashchenie Rud = Mineral Processing*. 2017; 4: 49–53. (In Russ.)
15. Yaroshevich N. P., Silivoniuk A. V. About some features of run-up dynamic of vibration machines with selfsynchronizing insertion vibro exciters. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2015; 4: 37–45.

Received 23 July 2019

Information about authors:

Vera Ia. Diakonova – PhD (Engineering), associate professor of the Department of Engineering Mechanics, Institute of Mining, Geology and Geotechnology, Siberian Federal University. E-mail: z-dyakonova@mail.ru

Tatiana G. Kalinovskaia – PhD (Engineering), Associate professor, Head of the Department of Engineering Mechanics, Institute of Mining, Geology and Geotechnology, Siberian Federal University. E-mail: ktgrig@rambler.ru

Maksim N. Diakonov – PhD (Engineering), director of Company M2M-Telematika Siberia. E-mail: kps09@yandex.ru

Irina V. Volchkova – senior lecturer, Department of Engineering Mechanics, Institute of Mining, Geology and Geotechnology, Siberian Federal University. E-mail: vol.ira-58@mail.ru

Для цитирования: Дьяконова В. Я., Калиновская Т. Г., Дьяконов М. Н., Волчкова И. В. Модернизация вибровозбудителя грохота ГИСЛ при переходе на новый режим работы // Известия вузов. Горный журнал. 2020. № 2. С. 99–108. DOI: 10.21440/0536-1028-2020-2-99-108

For citation: Diakonova V. Ia., Kalinovskaia T. G., Diakonov M. N., Volchkova I. V. Modernization of the GISL screen exciter in conversion to new operating mode. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal*. 2020; 2: 99–108 (In Russ.). DOI: 10.21440/0536-1028-2020-2-99-108