

УДК 621.01:531.3

**МОДЕРНИЗАЦИЯ ГРОХОТА С ЭЛЕМЕНТАМИ
ДИНАМИЧЕСКОГО СИНТЕЗА****¹Дьяконова В.Я., ¹Калиновская Т.Г., ¹Косолапова С.А., ²Дьяконов М.Н.**¹ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет», Красноярск;²ООО «М2М Телематика Сибирь», Красноярск, e-mail: ktgrig@rambler.ru

В статье даны практические рекомендации для проектирования вибратора грохота, который по технологическим соображениям был переведён в режим работы с повышенной частотой вращения и уменьшенной амплитудой. Разработана динамическая схема грохота и предложен алгоритм решения дифференциального уравнения. Короб грохота рассматривался как одномассная система с элементами переменной жесткости опор короба, что позволило определить требуемую возмущающую силу вибратора и величину статического момента массы дебалансов при заданных кинематических параметрах. На основе полученных результатов разработана рациональная конструкция дебалансов.

Ключевые слова: грохот; дебаланс; амплитуда колебаний; виброизолятор; возмущающая сила

MODERNIZATION OF THE VIBRATION SCREEN WITH DYNAMIC SYNTHESIS**¹Dyakonova V.Y., ¹Kosolapova S.A., ¹Kalinovskaya T.G., ²Dyakonov M.N.**¹Siberian Federal University, Krasnoyarsk;²ООО «M2M Telematika Siberia», Krasnoyarsk, e-mail: ktgrig@rambler.ru

The article contains the practical recommendations for the modernization of the vibration screen which is transferred into a new mode of operation with the increased speed and the reduced amplitude for technological reasons. A dynamic scheme of the vibration screen and an algorithm for solving of the differential equations of the box motion are proposed in the article. Box screen is considered as one-mass system with variable stiffness elements in the supports. The calculations allowed determining a required disturbing force and a static moment of the unbalance mass for given kinematic parameters. Rational design of unbalance has been developed on the basis of the obtained results.

Keywords: vibration screen; unbalance; vibration amplitude; vibration damper; disturbing force

Вибрационная техника и технологии с каждым годом расширяют область своего применения и занимают все более прочные позиции в различных областях промышленности. Вибрационное перемещение служит не только транспортным целям, но и составляет основу многих технологических процессов. Основными видами вибрационных транспортных операций являются: перемещение по горизонтали или с небольшим подъемом, вибрационные погрузка и выпуск из емкостей, бункерование. Вторая область применения вибрации – изменение дисперсных систем с целью технологической обработки, при этом в обрабатываемых вибрацией дисперсных системах осуществляется смешение, классификация и разделение, уплотнение насыпных смесей и другие операции.

Весьма актуальной задачей любого промышленного предприятия является повышение эффективности использования парка производственных мощностей. В связи с этим многие предприятия модернизируют имеющееся оборудование с целью его использования для выполнения новых технологических процессов при решении производственных задач.

В горнодобывающих и металлургических отраслях промышленности широко

используют грохоты для классификации углей, сланцев, щебня и др. сыпучих материалов с разным гранулометрическим составом. Так, используемый для этих целей грохот ГИСЛ-62 работает с амплитудой колебаний короба 4,5–8 мм и частотой вращения вала вибратора 750 об/мин. Новые технологические процессы, внедряемые на некоторых предприятиях требуют перевода грохота ГИСЛ-62 на режим работы с пониженной амплитудой колебаний короба (до 2 мм) и повышенной частотой вращения вала вибратора (до 1500 об/мин).

Предварительный анализ показывает, что наиболее оптимальным вариантом модернизации грохота ГИСЛ-62 является усовершенствование устройства, предназначенного для возбуждения механических колебаний (вибратора). Это позволит оставить без изменения металлоконструкцию короба, являющуюся наиболее металлоёмкой и, следовательно, наиболее дорогой его частью.

В недалеком прошлом при исследовании грохотов на первый план выдвигались кинематические требования, а в настоящее время доминирующее значение приобретают проблемы динамики и, поэтому проектирование машин все сильнее увязывается с задачами динамического синтеза. Задача

исследования состояла в том, чтобы определить настройку (режим работы) грохота, подобрать количество виброизоляторов с определенной жесткостью в опорах грохота и получить при необходимых кинематических параметрах требуемую амплитуду колебаний корпуса для использования грохота в новом режиме работы. Установленная взаимосвязь перечисленных параметров с возмущающей силой и определение ее требуемой величины позволит модернизировать элементы конструкции вибратора под поставленные производственные задачи.

Вибратор создает постоянную по направлению возмущающую силу, величина которой изменяется по синусоидальному закону. Для получения направленной возмущающей силы применяют вибратор типа самобаланса, который установлен непосредственно на корпусе грохота и располагается выше просеивающей поверхности (рис. 1). 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 ОС, складываются, а в перпендикулярном направлении (вдоль оси O_1O_2) – уравниваются. 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. При вращении валов каждый из дебалансов вибратора создаёт центробежную силу

$$F = \frac{1}{4} m r \omega^2,$$

где m – масса дебаланса; r – расстояние от центра тяжести дебалансов до их оси вращения; ω – угловая скорость вращения вала дебаланса.

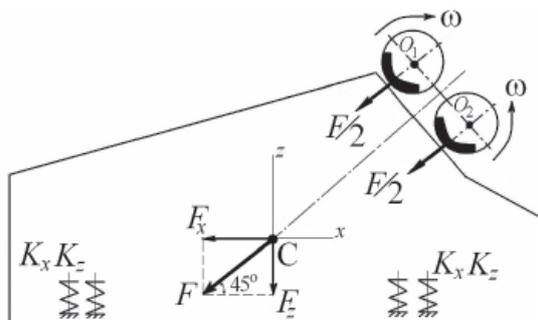


Рис. 1. Расчётная схема грохота

Для определения требуемой возмущающей силы составлено дифференциальное уравнение установившегося движения грохота [1]:

$$(M + m)x'' = m r \omega^2 \sin \omega t - Kx - c x', \quad (1)$$

где M – масса колеблющихся частей инерционного грохота; m – масса дебалансов; r – эксцентриситет; ω – угловая скорость вала вибратора; K – жесткость упругих элементов (пружин); c – коэффициент конструктивных сопротивлений; Kx – восстанавливающая сила пружин; $c x'$ – сила сопротивлений упругих элементов; x – деформация.

Левая часть дифференциального уравнения представляет собой силы инерции суммарной массы колеблющихся частей грохота; правая – сумму действующих на него сил. Преобразуем уравнение (1), приведя его к виду удобному для решения:

$$x'' + 2n x' + \rho^2 x = q r \omega^2 \sin \omega t, \quad (2)$$

где $q = m / (M + m)$ – соотношение вращающейся и общей масс колебательной системы; n – приведённый коэффициент сопротивлений упругой системы; $2n = c / (M + m)$; $\rho^2 = k / (M + m)$ – собственная частота колебательной системы.

Решением дифференциального уравнения (2) является перемещение массы M инерционного грохота:

$$x = A \sin(\omega t - \phi), \quad (3)$$

где A – амплитуда вынужденных колебаний грузонесущего органа

$$A = \frac{q r \omega^2}{\sqrt{4n^2 \omega^2 + (\rho^2 - \omega^2)^2}}. \quad (4)$$

Расчёт показал, что величина амплитуды перемещения грохота пропорциональна возмущающей силе вибратора $m r \omega^2$ (рис. 2), и обратно пропорциональна общей массе грохота $(M + m)$, а также существенно зависит от величины действующих сопротивлений n , уменьшаясь с их ростом.

Важное значение имеет также настройка грохота, то есть соотношение собственной и вынужденной частоты колебаний ω / ρ . Известно, что для грохотов приемлемы три режима работы: дорезонансный ($\omega / \rho < 1$), зарезонансный ($\omega / \rho > 1$) и режим резонанса ($\omega = \rho$). Проведенные аналитические исследования показывают, что модернизированный грохот работает в зарезонансном режиме, основным достоинством которого

является устойчивая работа короба грохота при значительных изменениях нагрузки в условиях установившегося режима.

Из анализа представленных аналитических выражений видно, что для уменьшения амплитуды колебаний следует увеличить жесткость динамической системы, поэтому предложено увеличить количество виброизоляторов в каждой опоре грохота. В качестве виброизоляторов используются цилиндрические витые пружины, которые при аналитическом исследовании считали безмассовыми с линейной упругой характеристикой. 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 (см. рис. 1). Упругие свойства виброизоляторов учитывались приведенным коэффициентом продольной жесткости $K_z = 1019600 \text{ Н/м}$ (8 пружин) и $K_x = 1529400 \text{ Н/м}$ (12 пружин) [1]. Жесткость пружин в горизонтальном направлении определялась в зависимости от отношений высоты пружины H_n к диаметру D и осадки пружины λ от действия расчетной нагрузки к высоте пружины H_n и составила 0,73 от продольной жесткости пружин [2].

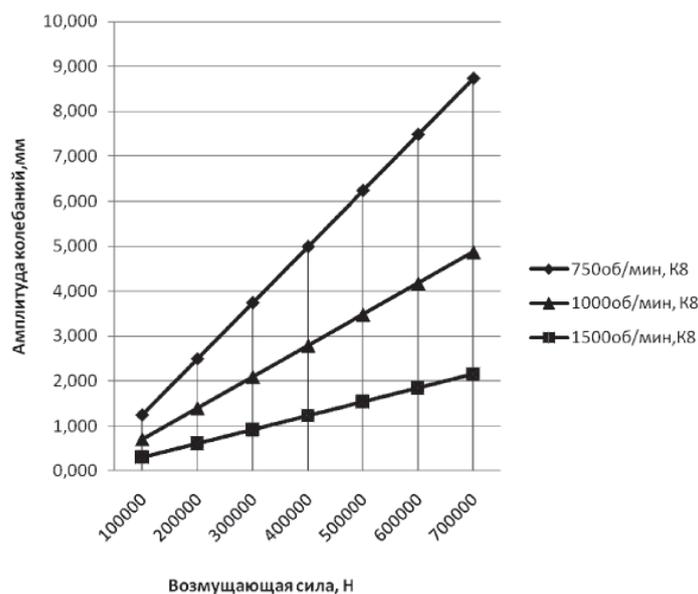


Рис. 2. Зависимость амплитуды колебаний короба от возмущающей силы

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

$$F = m(r\omega^2 \sin \omega t - x''). \quad (5)$$

Тогда амплитудное значение возмущающей силы

$$P = mr\omega^2 \sqrt{\frac{4n^2\omega^2 + [\rho^2 - \omega^2(1-q)]^2}{4n^2\omega^2 + (\rho^2 - \omega^2)^2}}. \quad (6)$$

Видно, что величина возмущающей силы определяется настройкой колебательной системы. Регулирование величины воз-

мущающей силы может производиться при изменении массы дебалансов, эксцентриситета дебалансов, а также взаимного положения дебалансов при вращении.

Исследования показали, что для получения требуемой амплитуды колебаний короба грохота достаточно в каждой из четырех опор установить по два виброизолятора с приведенной жесткостью пружин $K = 1019,6 \text{ кН/м}$. При такой жесткости виброизоляторов для установившегося режима работы определена требуемая возмущающая сила вибратора $P = 610,6 \text{ кН}$, а также величина статического момента массы одного дебаланса $mr = 6,6 \text{ кгм}$.

С учетом перечисленных параметров предложена рациональная конструкция дебаланса (рис. 3).

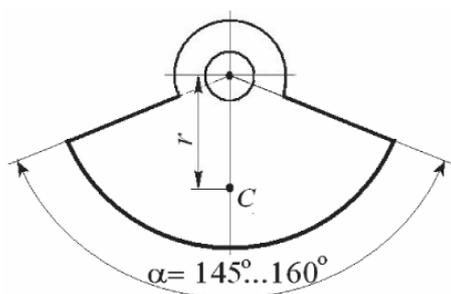


Рис. 3. Конструкция дебаланса

Приведённые аналитические исследования использованы при модернизации и эксплуатации грохота ГИСЛ-62, который по технологическим соображениям был переведён в новый режим работы. Результаты исследований и практического использования модернизированного грохота показали, что

- резонансный режим работы требует использования электродвигателей с повышенным пусковым моментом, что сокращает

время разгона машины и уменьшает амплитуду при пуске в ход.

- возмущающая сила дебалансов при установившемся режиме составляет 610,6 кН. При переходе резонанса она будет значительно ниже (около 60 кН).

- коэффициент динамичности равен четырем, что соответствует этому типу машин

- применение вибратора в низкочастотных режимах нерационально, т.к. при этом необходимо значительно увеличивать массу дебалансов

- в рассматриваемой конструкции удовлетворительная виброизоляция, т.к. частота собственных колебаний более чем в четыре раза ниже частоты вынужденных колебаний.

Список литературы

1. Гончаревич И.Ф. Вибрационные грохоты и конвейеры / В.Д. Земсков, В.И. Корешков. – М.: Госгортехиздат, 1960. – 145 с.
2. Вибрации в технике: справочник в 6 томах. – Т.4: Вибрационные процессы и машины; под ред. Э.Э. Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. – 510 с.