

ОБОСНОВАНИЕ РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ ВИБРАЦИОННОГО ПИТАТЕЛЯ ДЛЯ ВЫПУСКА СВЯЗНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Людмила Ивановна Гендлина

Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, 630091, Россия, г. Новосибирск, Красный проспект, 54, кандидат технических наук, старший научный сотрудник лаборатории вибротехники, тел. (383)217-06-12, e-mail: gen@misd.nsc.ru

Евгения Григорьевна Куликова

Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, 630091, Россия, г. Новосибирск, Красный проспект, 54, кандидат технических наук, научный сотрудник лаборатории вибротехники, тел. (383)217-05-19, e-mail: shevchyk@ngs.ru

Владимир Михайлович Усольцев

Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, 630091, Россия, г. Новосибирск, Красный проспект, 54, научный сотрудник лаборатории вибротехники, тел. (383)220-14-98

Отмечены конструктивные особенности вибропитателя для выпуска связных материалов, обоснована его расчетная схема. Установлена взаимосвязь характеристик рабочего органа питателя с параметрами упругих опорных элементов.

Ключевые слова: вибропитатель, связный материал, нерастяжимая нить, провисание нити, сила натяжения.

EVALUATION OF ANALYTICAL MODEL OF A VIBRATORY FEEDER FOR COHERENT MATERIALS

Lyudmila I. Gendlina

Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences, 630091, Russia, Novosibirsk, 54 Krasny prospect, Candidate of Engineering Sciences, Senior Researcher, Vibro Equipment Laboratory, tel. (383)217-06-12, e-mail: gen@misd.ru

Evgenia G. Kulikova

Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences, 630091, Russia, Novosibirsk, 54 Krasny prospect, Candidate of Engineering Sciences, Researcher, Vibro Equipment Laboratory, tel. (383)217-05-19, e-mail: shevchyk@ngs.ru

Vladimir M. Usol'tsev

Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences, 630091, Russia, Novosibirsk, 54 Krasny prospect, Researcher, Vibro Equipment Laboratory, tel. (383)217-05-19

The authors describe design characteristics of a vibratory feeder meant to discharge coherent materials and evaluate its analytical model. The relationship between the characteristics of the active member of the feeder and the parameters of epy elastic support structure elements is established.

Key words: vibratory feeder, coherent material, inextensible cable, cable sag, tension force.

Широкое использование в горном и строительном производстве различных накопительных емкостей для сыпучих материалов требует обеспечения эффективного и равномерного их выпуска. Для этой цели, в частности, используются вибрационные питатели, имеющие существенные преимущества в сравнении с другими средствами выпуска. Но по-прежнему остается нерешенной проблема выпуска материалов, склонных к слеживанию и сводообразованию.

Вибромашины с упругим рабочим органом, созданные в ИГД СО РАН [1], отличаются малой металло- и энергоемкостью, а также широкими возможностями для реализации различных режимов транспортирования сыпучих материалов, в том числе связных. Однако из-за затухания колебаний вибрация на грузочном участке рабочего органа значительно меньше, чем у виброисточника. Это является одной из причин неравномерности скорости перемещения сыпучей массы вдоль транспортирующей поверхности питателя.

Для создания условий, позволяющих увеличить амплитуду колебаний грузочного участка рабочего органа, была изменена конструктивная схема питателя. Согласно этой схеме, рабочий орган, выполненный в виде тонкого стального листа малой изгибной жесткости, в подвешенном состоянии опирается на упругие опорные элементы, установленные по нормали к концевым участкам грузонесущей поверхности. Каждый из опорных элементов представляет собой плоскую пружину, работающую на изгиб. Одним концом она жестко связана с рабочим органом, а другим – с рамой.

Исследования динамики такой колебательной системы выполнялись методом физического моделирования [2, 3]. Одна из задач исследований заключалась в определении взаимосвязи между технологическими параметрами и конструктивными характеристиками рабочего органа и опорных элементов.

Эксперименты выполнялись на стенде, включающем накопительную емкость и вибропитатель с инерционным приводом. В качестве связного материала использовалась супесь с содержанием глинистой составляющей около 10%. Сцепление материала изменялось за счет изменения его влажности.

Ранее было установлено, что эффективность выпуска зависит от жесткости опорных элементов, и при определенных соотношениях между параметрами она возрастает с уменьшением жесткости опор (рис. 1). Эффективность выпуска оценивалась по удельной производительности, которая определялась как отношение мерной массы ко времени ее выпуска из емкости и силе вибрационного воздействия.

Однако с уменьшением жесткости опор увеличивается их изгиб под действием растягивающей силы, возникающей в рабочем органе при статическом или динамическом его нагружении. Вследствие этого увеличивается провисание рабочего органа и уменьшается угол наклона его разгрузочного участка к горизонту, что существенно ухудшает условия выпуска [3]. Из сказанного следует, что жесткость опорных элементов неоднозначно влияет на процесс выпуска.

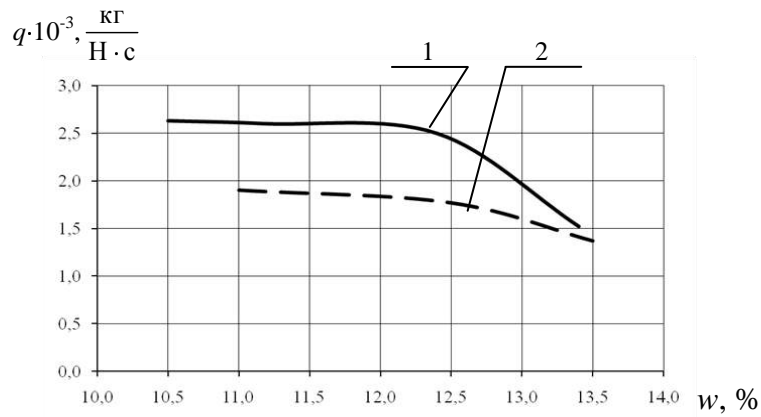


Рис. 1. Зависимость относительной производительности выпуска от влажности связного материала при частоте колебаний 37 Гц: жесткость упругих опор: 1 – 2.31 кН·м², 2 – 5.77 кН·м²

Для определения зависимостей, связывающих параметры рабочего органа и опорных элементов с учетом технологических требований, была выбрана расчетная схема питателя, соответствующая его конструктивным особенностям.

Рабочий орган рассматривается как гибкая нерастяжимая нить постоянного сечения, подвешенная в двух точках на разном уровне, нагруженная собственным весом и распределенной нагрузкой (рис. 2).

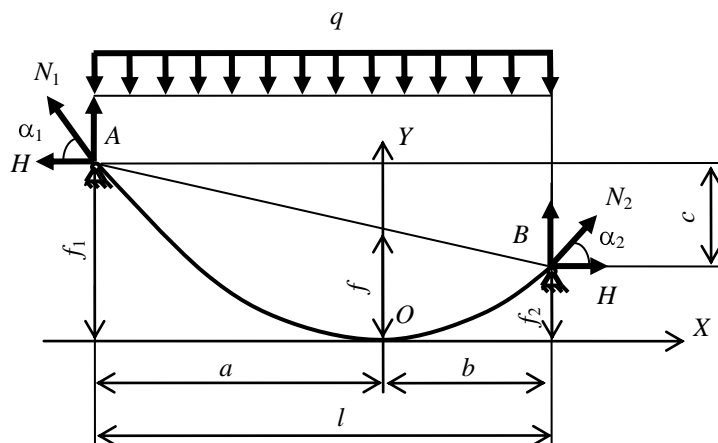


Рис. 2. Расчетная схема

Каждый опорный элемент рассматривается как стержень, один конец которого жестко соединен с нитью, а другой имеет жесткую заделку.

Были приняты следующие допущения:

– провисание нити мало по сравнению с длиной пролета l ;

– максимальное провисание возникает в точке нити, соответствующей местоположению источника колебаний вибропитателя, правомерность такого допущения подтверждается экспериментально;

Так как принято, что провисание мало в сравнении с пролетом l , то длина кривой AOB и длина хорды AB отличаются друг от друга несущественно. В этом случае можно допустить, что нагрузка равномерно распределена не по длине нити, а по ее проекции на ось OX , то есть вдоль пролета.

Начало координат выбрано в точке с максимальным провисанием.

В такой постановке решение этой задачи приводится в литературе [4], поэтому некоторыми результатами можно воспользоваться.

Поскольку принято, что нить гибкая, то в каждом ее сечении возникает только растягивающая сила N , направленная по касательной к нити. Эта сила имеет максимальные значения в точках крепления нити к опорам.

Горизонтальная составляющая растягивающей силы H (распор) одинакова во всех сечения нити и определяется из известного выражения [4].

$$H = \frac{qa^2}{2f_1} = \frac{qb^2}{2f_2}, \quad (1)$$

где q – распределенная нагрузка; a, b – расстояние от начала координат до опор; f_1, f_2 – высота точек подвеса над точкой нити с максимальным провисанием ($f_1 = f + a\frac{c}{l}, f_2 = f - b\frac{c}{l}$).

Растягивающая сила нити у правой опоры (рис.2)

$$N_2 = H / \cos\alpha_2. \quad (2)$$

Угол α_2 определяет наклон разгрузочного участка рабочего органа. Для обеспечения нормального перемещения материала на этом участке он не должен превышать $7 - 10^\circ$.

$$\operatorname{tg}\alpha_2 = B / H.$$

Вертикальная составляющая B растягивающей силы определена известным из сопротивления материалов способом:

$$B = \frac{ql}{2} + \frac{Hc}{l} = \frac{qb^2}{2f_2} \left(\frac{f_2 l}{b^2} + \frac{c}{l} \right) \quad (3)$$

Используя (1) и (3), получим:

$$\operatorname{tg}\alpha_2 = \left(\frac{f_2 l}{b^2} + \frac{c}{l} \right) \quad (4)$$

Выражение (4) связывает выбранный в соответствии с технологическими условиями угол наклона разгрузочного участка и максимально допустимое провисание рабочего органа.

При увеличении нагрузки на рабочий орган возрастает растягивающая сила, которая, действуя на опорные элементы, изгибает их. Провисание рабочего органа при этом увеличивается, а растягивающая сила уменьшается.

Опорный элемент рассчитывается как консольная балка, к свободному концу которой приложена сила N . Жесткость опоры определяется из следующего выражения:

$$EI = \frac{Nh^3}{3\Delta}, \quad (5)$$

где EI , h – жесткость и длина опорных элементов соответственно, Δ – перемещение свободного конца опоры, N – максимальная растягивающая сила.

Длина опорных элементов выбирается из конструктивных соображений, а площадь сечения F должна удовлетворять условию прочности

$$\sigma = \frac{N}{F} \leq [\sigma]$$

Из (1) следует, что при линейной зависимости между нагрузкой и провисанием рабочего органа, вызванным ею, горизонтальная составляющая растягивающей силы не меняется. Если же учесть, что при малых углах α_1 и α_2 растягивающая сила N существенно не отличается от горизонтальной составляющей H , то можно предположить, что она также остается постоянной.

На рис. 3 в графической форме приведены результаты эксперимента, подтверждающие линейный характер зависимости между нагрузкой и провисанием.

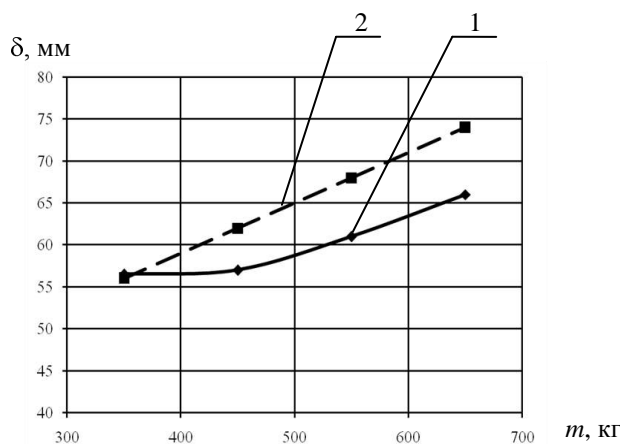


Рис. 3. Зависимость максимального провисания рабочего органа от массы сыпучего материала:

1 – при статическом нагружении, 2 – после вибрационного воздействия

Некоторое отличие в зависимостях 1 и 2 объясняется тем, что при заполнении емкости связным сыпучим материалом возникают сила трения о ее стенки и сила вязкого сопротивления, в результате действия которых уменьша-

ется давление материала на рабочий орган. Под воздействием вибрации сцепление и коэффициент трения изменяются, материал оседает, давление его на днище (рабочий орган) увеличивается, растет и провисание рабочего органа.

Выводы

Принятая расчетная схема и полученные на ее основе зависимости позволили установить взаимосвязь параметров рабочего органа и опорных элементов с учетом технологических требований.

Установлено и подтверждено экспериментально, что упругие опорные элементы обеспечивают линейную связь между провисанием рабочего органа и нагрузкой, которая его вызывает, при этом натяжение рабочего органа при изменении нагрузки сохраняется постоянным.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. 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
2. Левенсон С.Я., Гендлина Л.И., Глотова Т.Г., Алесик М.Ю., Морозов А.В. Энергосберегающие вибрационные устройства для выпуска связных материалов из емкостей на предприятиях горной промышленности // Горное оборудование и электромеханика. – 2010. – №10. – С. 8–12.
3. Гендлина Л.И., Левенсон С.Я., Алесик М.Ю., Куликова Е.Г. О влиянии параметров вибрационного устройства на процесс выпуска связных материалов из емкости // Горное оборудование и электромеханика. – М. – 2013 – №1 – С.43–46
4. Рудицын М.Н., Артемов П.Я., Любошиц М.И. Справочное пособие по сопротивлению материалов – Минск: Редакция научно-технической литературы, 1961. – 516 с.

© Л. И. Гендлина, Е. Г. Куликова, В. М. Усольцев, 2016