



Міністерство освіти і науки України,
Національна металургійна академія України,
Інститут чорної металургії ім. З.І. Некрасова
НАН України



МАТЕРІАЛИ

Всеукраїнської науково-технічної конференції

МЕХАНІКА МАШИН – ОСНОВНА СКЛАДОВА ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ

присвяченої 110-річчю з дня народження

Кожевнікова Сергія Миколайовича

чл.-кор. АН України, проф., д.т.н.

11-13 квітня

Дніпро – 2017

УДК 621.928.23

Засельский В.И.¹ д.т.н., проф.; Учитель С.А.² н.с.; Пополов Д.В.¹ к.т.н., доц.;
Засельский И.В.¹ к.т.н.

¹ Криворожский металлургический институт Национальной металлургической академии Украины

² Национальная металлургическая академия Украины

ИССЛЕДОВАНИЯ РАЗРУШЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ВИБРАЦИОННЫХ ГРОХОТОВ БОЛЬШОГО ТИПОРАЗМЕРНОГО РЯДА

В настоящее время на ряде металлургических предприятий для отсева агломерата используются тяжело нагруженные вибрационные грохоты большого типоразмерного ряда с шириной просеивающей поверхности от 2 до 3 м и массой соответственно короба от 10 до 25 т. Как показывают исследования, в ряде случаев элементы конструкции таких грохотов (несущие подвибраторные, связь-балки и бортовины короба) выходят из строя уже после 100 ÷ 150 часов эксплуатации. На основании проведенного анализа таких разрушений сразу можно исключить следующие причины:

– величина виброускорений для такого типа машин не превышает $4...5 \text{ м/с}^2$ (по ряду методик может достигать до $7...8 \text{ м/с}^2$ [1]);

– влияние температуры обрабатываемого материала, так как конструкции грохотов идентичны как горячего, так и холодного агломерата, но при этом характер разрушений одинаковый;

– недостаточная жесткость конструкции короба. Коробы рассматриваемых типов имеют чрезвычайно жесткую, хорошо проработанную и многократно проверенную конструкцию;

– сдвиг относительной фазы вибраторов, связанный с люфтом или некорректной установкой промежуточного вала (кардана). На машинах, где происходило разрушение элементов конструкции короба, сдвига фаз между вращающимися дисбалансными массами не установлено.

Из проведенного анализа следует, что разрушения имеют резонансную природу, которая для такого типа машин описывается в большинстве случаев [2] как возрастание амплитуды колебаний грохота при совпадении вынужденных и собственных частот конструкции. Известно, что грохот, работающий в зарезонансном режиме, имеет несколько (от 3 до 6) низкочастотных резонансов, которые приходятся на пуск и выбег машины. Частоты таких резонансов поглощаются и определяются жесткостью пружинных опор в соответствующих направлениях (продольной, поперечной, крутильной). При выборе пружин для минимизации динамических нагрузок на фундамент руководствуются нормативами, определяющими устойчивую работу грохота, например, по DIN 4024 его рабочая частота не должна находиться в диапазоне $-15\% + 10\%$ от собственной частоты системы. В этом случае так называемых низкочастотных – «активных» резонансах избыток энергии поглощается упругой системой грохота (пружинами). Однако при более высоких частотах имеют место резонансные колебания самой конструкции грохота, определяемой ее жесткостью по собственным осям инерции – резонансы высоких форм («реактивные»), которые проявляются не в возрастании амплитуд колебаний машины, а в напряжениях, действующих в ее элементах. В этом случае использовать нормативы по DIN 4024 (или аналогичные) является некорректным.

Из курса теоретической механики [3] известно, что собственная частота колебаний системы определяется как

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (1)$$

где c – жесткость системы; m – масса системы.

Из (1) видно, что величина c постоянна и зависит от конструктивного исполнения элементов машины, а величина m может изменяться в зависимости от производительности перерабатываемого материала в момент контакта с ситом при его транспортировании, которое учитывается некоторой величиной его присоединенной массы [4]. В этом случае величина m переменная, и каждый импульс массы вызывает соответствующий импульс собственной частоты грохота, причем, если производительность нарастает (для рассматриваемого класса машин колеблется в пределах от 400 до 1200 т/час), то собственная частота, напротив, резко снижается.

На рис. 1 показана зависимость собственной частоты системы от высоты слоя транспортируемого материала, характеризующего производительность грохота горячего агломерата 8-го типоразмерного ряда.

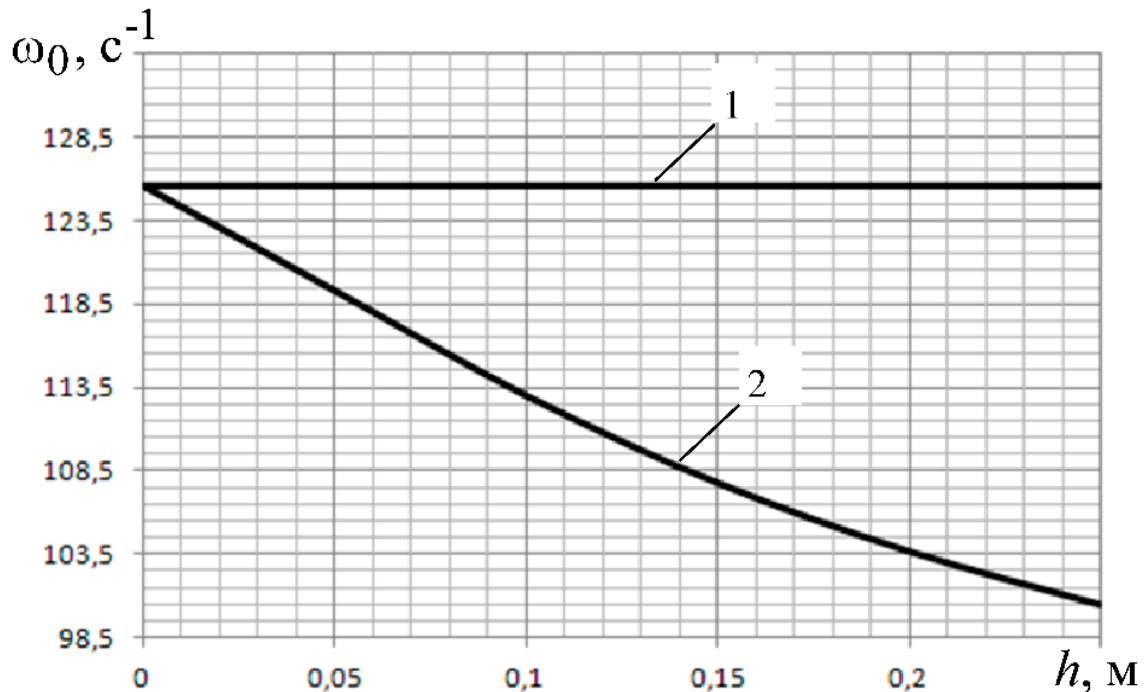


Рис. 1. Зависимость собственной частоты системы от высоты слоя транспортируемого материала:
1 – собственная частота системы без нагрузки; 2 – собственная частота системы с учетом присоединенной массы

Из представленной зависимости видно, что с увеличением производительности до 1200 т/час (при $h = 0,3$ м) собственная частота системы снижается более чем на 20%.

Таким образом, можно предположить, что во время каждого импульса присоединения части материала к коробу грохота возникает «реактивный» резонанс, когда частота вновь возникающих собственных частот близка к частоте вынужденных колебаний системы. Такой резонанс, как было ранее указано, поглощается непосредственно коробом вибромашины, что приводит к резкому возрастанию действующих в конструкции напряжений (рис. 2).

Используя зависимость, определяющую коэффициент нарастания колебаний без учета их затухания (которые могут идти в запас) [5]

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + 4\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad (2)$$

были проведены расчеты и построена зависимость изменения коэффициента увеличения напряжений короба грохота (8-го типоразмерного ряда) от высоты слоя транспортируемого материала (агломерата) при различных оборотах вращения его дебалансного вала (рис. 3).

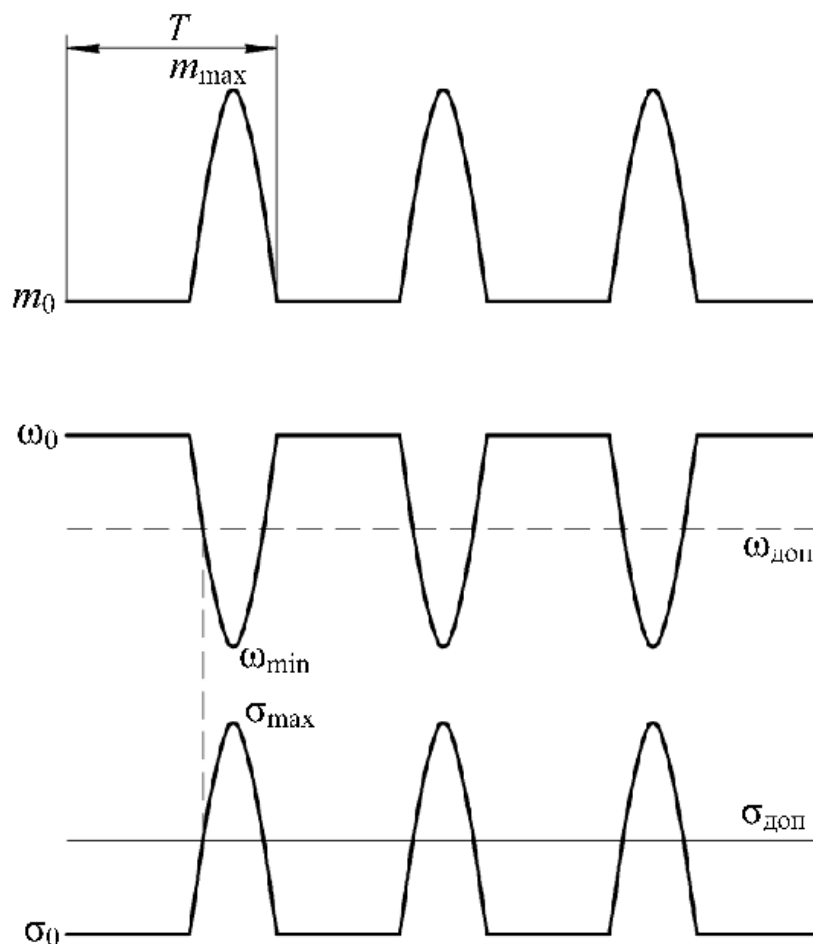


Рис. 2. Иллюстрация процесса увеличения действующих напряжений короба грохота с учетом присоединенной массы материала

Из полученного графика видно, что для слоя материала 0,2...0,25 м рабочие обороты не должны превышать 800 – максимум 900 об/мин, а на 1000 об/мин слой не должен быть выше 0,2...0,15 м, что соответствует производительности, равной 600 т/час.

При увеличении слоя материала свыше 0,15 м на 1000 об/мин происходит высокочастотный вход в резонансный диапазон колебаний, приводящий к импульсному возрастанию действующих напряжений, по сравнению с номинальными, более чем в 20 раз, что неизбежно ведет к разрушению элементов конструкции короба вибромашины.

Таким образом, для обеспечения эксплуатационной надежности тяжелонагруженных вибрационных машин следует, что их работа должна быть ограничена по производительности и предельному числу оборотов дебалансного вала вибровозбудителя.

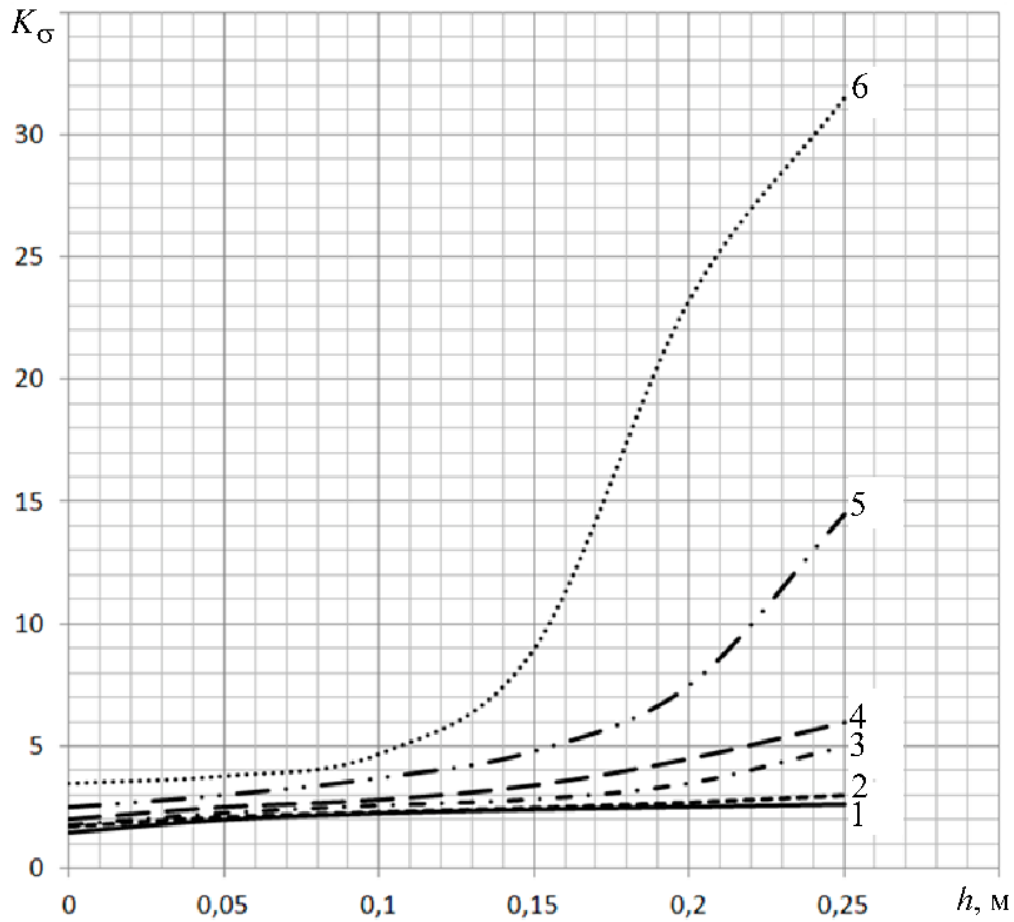


Рис. 3. Зависимость коэффициента увеличения напряжений короба от высоты слоя транспортируемого материала при различных оборотах вращения дебалансного вала вибровозбудителя: 1 – 750 об/мин; 2 – 800 об/мин; 3 – 850 об/мин; 4 – 900 об/мин; 5 – 950 об/мин; 6 – 1000 об/мин

В случае необходимости для достижения максимальной производительности грохота возможно частоту колебаний его короба ограничивать сверху величиной допускаемых напряжений при одновременном увеличении амплитуды колебаний, путем изменения массы дебалансов вибровозбудителя, обеспечивая требуемый уровень виброускорений. Однако даже такое техническое решение требует соответствующих расчетов, подтверждающих работоспособность подшипниковых узлов вибровозбудителя и условий его пуска.

Список литературы

1. Вайсберг Л. А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов / Л. А. Вайсберг. – Москва: Недра, 1986. – 144 с.
2. Серго Е. Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых / Е. Е. Серго. – Москва: Недра, 1985. – 285 с. – (учеб. пособие для вузов).
3. Яблонский А. А. Курс теоретической механики / А. А. Яблонский. – Москва: Лань, 2002. – 764 с.
4. Учитель А. Д. Вибрационный выпуск горной массы / А. Д. Учитель, В. В. Гущин. – Москва: Недра, 1981. – 232 с.
5. Писаренко Г. С. Сопротивление материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – Киев: Вища шк., 1986. – 736 с. – (учеб. пособие для вузов; изд. 5)