

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СОРТИРОВОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ МАТЕРИАЛА ПО КРУПНОСТИ

Иванова Г.В., Тарасенко Е.А., Шань Вэй

*Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
г. Санкт-Петербург*

Ключевые слова: барабанный грохот, просеивающая поверхность, трение.

Аннотация. Работа посвящена повышению технологических и эксплуатационных показателей оборудования для разделения материалов по крупности, его прочности и надежности. Целью работы является повышение долговечности грохотов за счет применения конструктивных решений по модернизации оборудования, направленных на повышение износостойкости его элементов. Для барабанного грохота получены зависимости частоты вращения барабана от коэффициента трения на поверхности сит, геометрических размеров барабана, требуемой мощности электромеханического привода, выбраны электродвигатель и редуктор.

DETERMINATION OF PARAMETERS OF SORTING EQUIPMENT FOR SEPARATION OF MATERIAL BY LARGE

Ivanova G.V., Tarasenko E.A., Shan Wei

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg

Keywords: drum screen, screening surface, friction.

Abstract. The work is devoted to improving the technological and operational performance of equipment for separating materials by size, its strength and reliability. The aim of the work is to increase the durability of screens through the use of design solutions for the modernization of equipment aimed at increasing the wear resistance of its elements. For a drum screen, the dependences of the drum rotation frequency on the friction coefficient on the sieve surface, the geometric dimensions of the drum, the required power of the electromechanical drive were obtained, an electric motor and a gearbox were selected.

При добыче и переработке минерального сырья наиболее важными и актуальными являются проблемы экономии материальных и энергетических ресурсов.

Повышение долговечности и надежности работы сортировочного оборудования для разделения материала по крупности возможно за счет совершенствования эксплуатации и использования новых технических решений для основных узлов грохотов.

Барабанные грохоты находят широкое применение для сортировки материала по крупности и его обезвоживания. Цилиндр обычно делится на несколько секторов, в зависимости от технологической нагрузки устанавливается металлическая или резиновая (полиуретановая) сетка с отверстиями от малого до большего диаметра, размер отверстий сетки одинаковый на каждом секторе.

Барабанные грохоты включают электродвигатель, редуктор, барабан, опорную раму, крышки люков для загрузки и разгрузки материала. Барабанный грохот устанавливается наклонно под углом к горизонту. Двигатель и редуктор соединены с барабанным грохотом с помощью муфты и приводят в движение

барабан, который вращается вокруг своей оси. Когда материал попадает в барабанное устройство, из-за наклона и вращения барабана, частицы материала поворачиваются вместе с поверхностью сита и катятся по его поверхности к выгрузке. При этом происходит сортировка по крупности – мелкие частицы проходят сквозь отверстия как готовый продукт, а крупные - направляются к зоне выгрузки материала в нижней части грохота и, если установлены в схеме измельчения, то возвращаются в мельницы на доизмельчение [1].

На рисунке 1 изображены наклонные барабанные грохоты производства Китая. При вращении барабана в него подается материал. При этом материал перекачивается и, благодаря наклону или конусности грохота, продвигается к разгрузочному отверстию. Мелкие частицы уносятся через решето, крупные частицы удерживаются на поверхности при повороте барабана, падают и тем самым очищают сито от залипания [2].



Рис. 1. Барабанные грохоты

Просеивающие сита барабана выполняются из рифленых (канилированных) проволок с размером отверстий до 100 мм (рис. 2,а). У этого типа сит возможность раздвигания проволок при работе отсутствует. Также изготавливают сетки частично рифленые, рифленые и сложно рифленые, у которых проволоки имеют промежуточные рифления по сторонам ячейки. Сложно рифленые сетки выполняются по ГОСТ 3306-88, монтируются в картах. Используются сетки плетеные из нержавеющей стали (рис. 2,б), перфорированный лист (рис. 2,д).

Из-за сложного движения материала в барабане ячейки сита изнашиваются и забиваются частицами, поэтому необходимо производить замену карт сит или выполнять их из неметаллических материалов, например, резины, полиуретана, а также из динамически активных элементов. Карты из полиуретана (рис. 2,г), резино-струнных элементов (рис. 2,в) и общий вид активно динамических сит САД, установленных на барабане, показан на рисунке 2,е. [3].

Новые технические решения направлены на оптимизацию электромеханического привода грохота, модернизацию корпуса и просеивающих поверхностей оборудования. С этой целью используются неметаллические материалы либо антифрикционные покрытия для снижения износа рабочих поверхностей грохота и энергозатрат процесса грохочения.

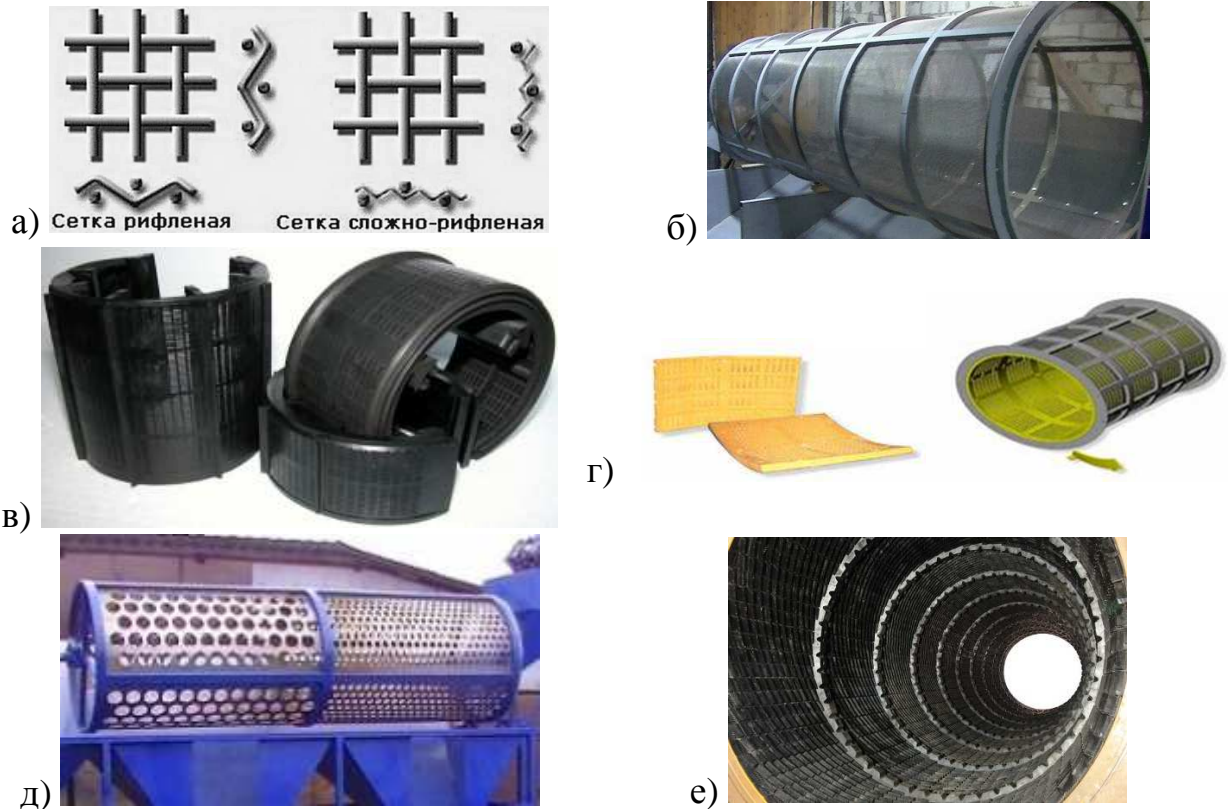


Рис. 2. Просеивающие поверхности барабанного грохота

Целью работы является определение кинематических и энергетических параметров барабанного грохота, его конструктивные размеры в зависимости от технологической нагрузки и материала сит просеивающей поверхности.

Расчеты выполнены согласно [4, 5].

В работе представлены результаты по определению энерго-кинематических характеристик барабанного грохота в зависимости от коэффициента трения материала на рабочей поверхности сит и угла наклона барабана.

На рисунке 3 представлена схема рабочего органа грохота с указанием обозначения его геометрических размеров, действующих скоростей.

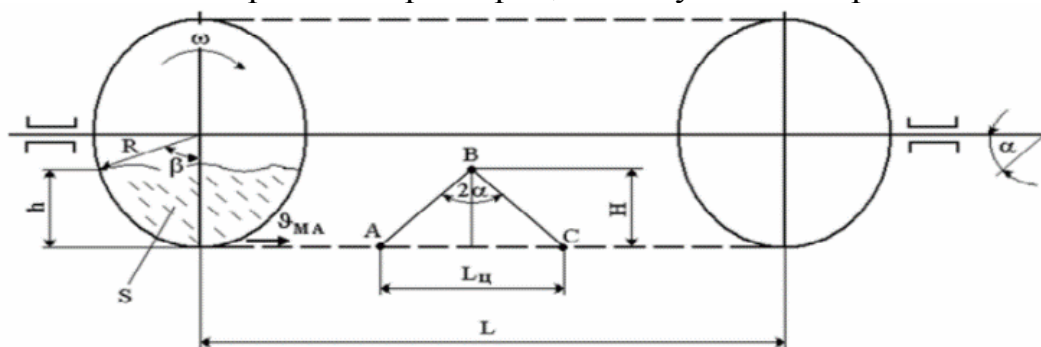


Рис.3. Расчетная схема барабанного грохота

Расчет выполнен для условий:

- производительность $Q = 15$ т/ч,
- радиус барабана $R = 0,75$ м,
- диаметр подшипника $d_c = 50$ мм,
- насыпная плотность 1300 кг/м³,
- угол наклона барабана $0 \dots 9^\circ$,

– коэффициент трения материала по просеивающей поверхности, f : 0,55; 0,6; 0,7; 0,75; 0,8.

Для обеспечения перемещения материала по внутренней просеивающей поверхности барабана находится предельная угловая скорость вращения.

$$\omega_{np} = \sqrt{\frac{10}{fR}}, \text{ с}^{-1}. \quad (1)$$

Рабочая угловая скорость вращения барабана

$$\omega = \sqrt{\frac{g(\sin \beta - f \cos \beta)}{fR}}, \text{ с}^{-1}, \quad (2)$$

где $\beta=40^\circ$ – угол подъема материала внутри барабана, град.

g – ускорение силы тяжести, м/с^2 .

Результат расчета показан на графике (рис. 4).

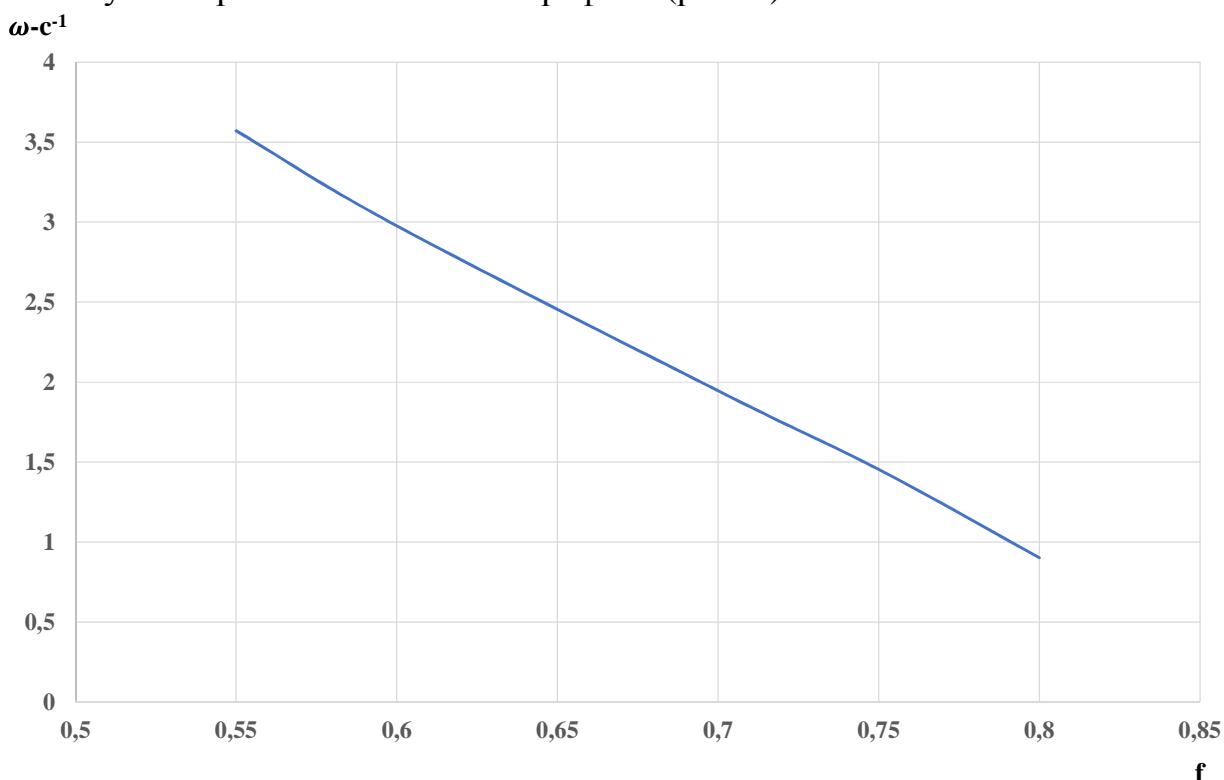


Рис. 4. График зависимости угловой скорости барабана от коэффициента трения

С увеличением коэффициента трения на поверхности сит снижается величина как предельной, так и рабочей скоростей вращения барабана, что влияет на выбор варианта электромеханического привода грохота.

Для определения момента трения в опорах барабана предварительно задаемся длиной барабана из условия

$$L = (3,5 \sim 4)R, \text{ м}. \quad (3)$$

Высота слоя материала в месте загрузки

$$h = 3 \sqrt{\left(\frac{Q}{3,5\omega r \text{tg} 2\alpha \sqrt{R^3}} \right)^2}, \text{ м}. \quad (4)$$

Длина барабана определяется как

$$L = \frac{\rho h^{3/2}}{4,6}, \text{ м.} \quad (5)$$

Скорость перемещения материала вдоль барабана

$$v_m = 0,5\omega R \operatorname{tg} 2\alpha, \text{ м/с.} \quad (6)$$

Площадь поперечного сечения материала в барабане

$$S = \frac{Q}{3,6v_m \rho}, \text{ м}^2. \quad (7)$$

Масса материала в барабане при условии, что просеивающая поверхность забита и барабан работает как транспортирующее устройство,

$$m = SL\rho, \text{ кг.} \quad (8)$$

Момент трения в опорах вала барабана

$$M_1 = (m + m_\delta) g f_n \frac{d_g}{2}, \text{ Нм,} \quad (9)$$

где m_δ – масса барабана, кг (принимается из технической характеристики аналогов грохота или $m_\delta = (2 \sim 2.5)m$);

f_n – коэффициент трения в подшипниках вала (принимается 0.03~0.05);

d_g – диаметр вала подшипника, м (принимается предварительно из аналогичных конструкций).

Определение требуемой мощности привода от коэффициента трения на поверхности сит выполняем с учетом момента трения в опорах вала и материала о поверхность сит.

Мощность, необходимая на преодоление трения в опорах вала,

$$N_1 = M_1 \omega, \text{ Вт.} \quad (10)$$

Сила трения материала о просеивающую поверхность

$$F_{mp} = (mg \cos \beta + m\omega^2 R) f, \text{ м/с}^2. \quad (11)$$

Момент трения материала о просеивающую поверхность

$$M_2 = F_{mp} R, \text{ Нм.} \quad (12)$$

Мощность, затрачиваемая на трение материала о просеивающую поверхность,

$$N_2 = M_2 \omega, \text{ Вт.} \quad (13)$$

Расстояние L_y вдоль оси барабана, на которое переместится материал за один цикл (подъем и опускание материала по поверхности барабана, рис. 3),

$$L_y = \frac{\pi \beta R \operatorname{tg} 2\alpha}{180}, \text{ м.} \quad (14)$$

Число циклов материала при его перемещении по всей длине грохота

$$Z = L / L_y. \quad (15)$$

Мощность, развиваемая на многократный подъем материала на высоту H ,

$$N_3 = \frac{ZQHg}{3,6}, \text{ Вт,} \quad (16)$$

где $H = R - R \cos \beta$ – высота подъема материала, м.

Мощность привода грохота

$$N_{np} = \frac{N_1 + N_2 + N_3}{1000 \cdot \eta_{np}}, \text{ кВт}, \quad (17)$$

где η_{np} – КПД привода (принимается 0,8~0,9).

Результат расчета показан на графике ниже (рис. 5) и таблице 1.

Нпр-кВт

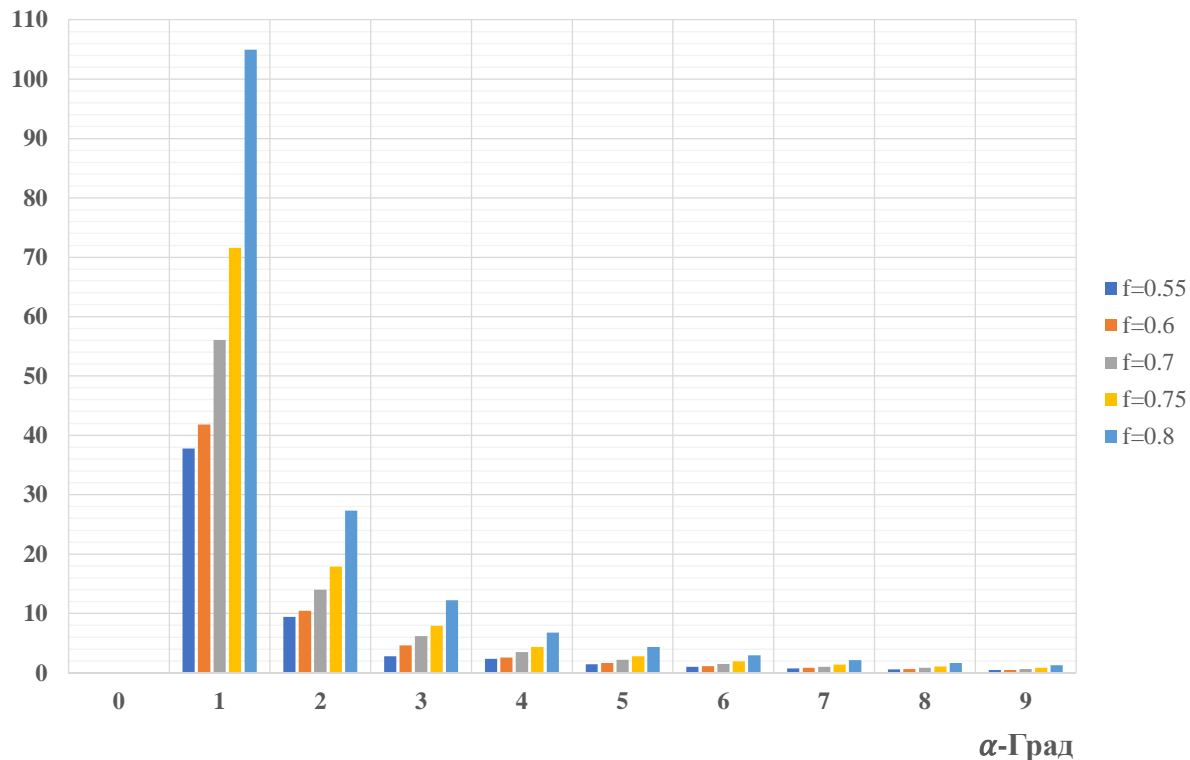


Рис. 5. График зависимости мощности от коэффициента трения и угла наклона барабана

Табл. 1. Результаты расчета

Параметры грохота/ коэффициент трения	$f=0.55$	$f=0.65$	$f=0.7$	$f=0.75$	$f=0.8$
Длина барабана, м	2.8	3.4	5.2	7	11
Мощность, кВт	2.3	2.5	3	4.3	6.8
Частота вращения барабана, мин ⁻¹	34	28.44	18.73	13.89	8.63

При проектировании установки в электромеханическом приводе барабанных грохотов используют фрикционные передачи при мощности не более 20 кВт, при окружной скорости не более 20 м/с, передаточным числом не более 15. Длина барабана по типовым конструкциям при $D_{\sigma}=1500$ мм варьируется от 2-7 метров. Угол наклона барабана в типовых конструкциях до 4° - 8° .

Для угла наклона 1° требуется мощность от 37 до 100 кВт для всех коэффициентов трения материала о поверхность грохота. Для угла наклона 20° при $f=0.8$ мощность 27 кВт, что превышает требуемые показатели. Для этих вариантов необходимо использовать привод открытой зубчатой передачи. Для остальных вариантов возможно использовать фрикционный привод.

Выбираем вариант для угла наклона 4° , ограничение по длине барабана до 7 метров, мощность $N = 4.3$ кВт электродвигатель АИР112МВ6 с синхронной частотой вращения 1000 мин⁻¹, редуктор Ц2-250. Размер диаметра ведущего

колеса фрикционной передачи D_1 в зависимости от общего передаточного U , передаточного отношения редуктора U_p и фрикционной передачи U_ϕ , коэффициента трения f на поверхности сит представлен в таблице 2.

Табл. 2. Результаты расчета диаметра колеса фрикционной передачи

f	0.55	0.6	0.7	0.75
$n_{эд}, \text{мин}^{-1}$	960	960	960	960
$n_б, \text{мин}^{-1}$	34	28.44	18.73	13.98
U	28.24	33.76	51.25	69.11
U_p	8	8	8	8
U_ϕ	3.53	4.22	6.41	8.64
$D_1, \text{мм}$	425	356	234	174

Список литературы

1. Андреев С.Е., Перов В.А. Зверевич В.В., Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1980. – 415 с.
2. Trommel [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://ru.made-in-china.com/co_pkmachinery/product_Hot-Selling-CE-Approved-Trommel-Drum-Screen-Sieve-Machine_hryiyggeu.html
3. Сита СДАЛ Активно динамические сита [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://zolotosnab.ru/index.php?option=com_content&view=article&id=240&Itemid=323
4. Горфин О.С. Машины и оборудование по переработке торфа. – М.: Недра, 1990. – 206 с.
5. Машины и оборудование обогатительных и перерабатывающих производств: практикум для студентов специальностей 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование (по направлениям)», 1-36 13 01 «Технология и оборудование торфяного производства» / сост. П.В. Цыбуленко. – Минск: БНТУ, 2019. – 26 с.

Сведения об авторах:

Иванова Галина Валерьевна – старший преподаватель, СПбПУ, Санкт-Петербург;

Тарасенко Елена Александровна – доцент, СПбПУ, Санкт-Петербург;

Шань Вэй – магистр, СПбПУ, Санкт-Петербург.