

В.В. Сергеев, А.Р. Ефимов**ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УСИЛИЙ СДВИГА ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫМ ПИТАТЕЛЕМ ПРИ ТОРЦОВОМ ВЫПУСКЕ РУДЫ**

Смоделирована работа питателя активного действия, работающего под навалом при выпуске руды из блока с торцовым выпуском. Используя ранее предложенную методику расчета усилий, необходимых для смещения навала руды, определена зависимость указанных усилий от параметров рабочего органа питателя. При этом рассмотрены два варианта развития и формирования навала руды и поверхности скольжения от воздействия на навал поршня питателя.

Ключевые слова: система отработки месторождений с торцовым выпуском, навал руды, питатель активного действия, гидроцилиндр, буродоставочная выработка.

В предыдущих статьях авторы предложили методику определения усилия сдвига рабочего органа железобетонного питателя под навалом руды (усилие, которое должен развивать гидроцилиндр питателя). Процесс сдвига может проходить по трем сценариям:

1) поверхность скольжения достигнет верхней точки кровли выработки (точка D) раньше, чем стен – по почве выработки (рис. 1);

2) поверхность скольжения достигнет верхней точки кровли выработки одновременно с соприкосновением ее со стенками выработки по почве выработки;

3) поверхность скольжения по почве выработки достигнет стен выработки раньше, чем она достигнет верхней точки (точка D) кровли выработки (рис. 1).

Эти ситуации возможны из-за того, что форма буродоставочной выработки имеет форму отличную от полукруга (при которой всегда имел бы место второй сценарий, так как образующие половины усеченного конуса равны со всех сторон).

На основе первого, наиболее интересного с практической точки зрения сценария, смоделируем усилие сдвига, необходимое для начала движения рабочего органа питателя и влияние на это усилие соотношение осей рабочего органа питателя (полуэллиптической формы).

Как было показано в предыдущих статьях [1, 2], полуэллиптическая форма, геометрически подобная форме сечения выработки, является оптимальной для рабочего органа. Здесь следует отметить, что сама принципиальная возможность изготовить рабочий орган оптимальной формы для каждой конкретной выработки является уникальным имманентным свойством железобетонного питателя.

Итак, смоделируем указанный сценарий ($x_1 < x_2$) с помощью математического пакета MathCAD.

Как было показано в предыдущих статьях, усилие сдвига определяется, как $P := P_1 - F_2 + \mu \cdot F_1$,

где

$$F_1 := \rho \cdot g \cdot W^\circ \quad F_2 := \sigma \cdot \rho \cdot g \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \left(\frac{b_0}{2} + x_1 \cdot \tan(\gamma) \right) \cdot H_0 \cdot \left(H^\circ - 4 \frac{H_0}{3\pi} \right)$$

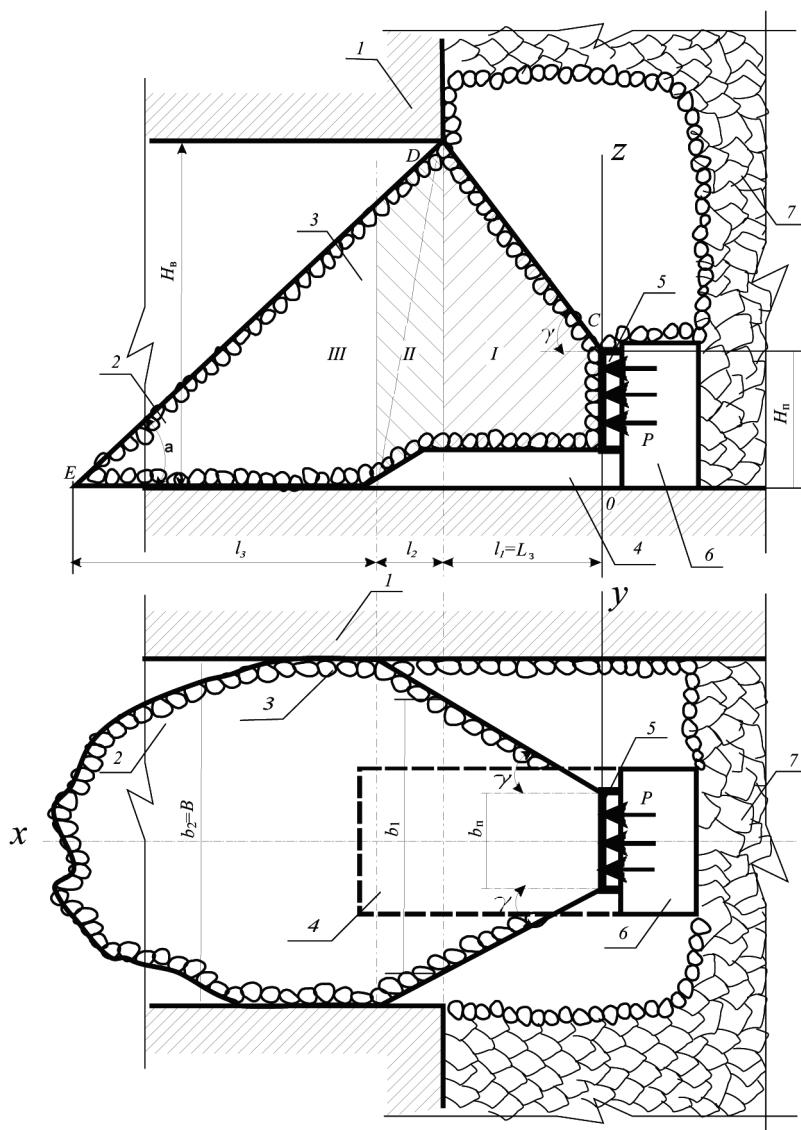


Рис. 1. Схема для расчета усилий, развиваемых питателем при сдвиге горной массы при $x_1 < x_2$: 1 – нетронутый горный массив; 2 – буродоставочная выработка; 3 – сыпучий массив обрушенной руды; 4 – корпус питателя; 5 – рабочий орган питателя; 6 – перекрытие питателя; 7 – обрушенная пустая порода; L_3 – заглубление питателя в навал обрушенной горной массы, h_0 – высота питателя, b_0 – ширина питателя, B_0 – ширина буродоставочной выработки, H_0 – высота буродоставочной выработки, γ – угол сдвига рудной массы при воздействии на нее питателя, β – угол естественного откоса рудной массы, $L_3 = l_1$ – глубина заглубления питателя – ширина первой области, x_1 – координата ширины первой области, b_1 – ширина конца первой области – ширина начала второй области, l_2 – ширина второй области, x_2 – координата ширины второй области, l_3 – ширина третьей области, x_2 – координата ширины третьей области, W – масса обрушенной налегающей руды, H – высота налегающей руды – высота этажа, h^* – высота налегающих руды и пород над питателем, F_1 – сила от массы налегающей руды, F_2 – тангенциальная сила от массы налегающей руды

В свою очередь объем навала руды над сдвигаемой областью

$$W^{\circ} := 2 \cdot \int_0^{x_1} \int_0^{b^{\circ}} \int_0^{H^{\circ}} 1 dz dy dx - W_1$$

Максимальная ширина сдвигаемой области

$$b^{\circ} := \frac{b_0}{2} + x_1 \cdot \tan(\gamma)$$

Вес сдвигаемой области и усилие, обусловленное этим весом

$$G := \rho \cdot g \cdot W \quad P_1 := G \cdot \mu$$

При этом общий объем сдвигаемой области (состоящей из трех областей) составляет

$$W := |W_1| + |W_2| + |W_3|$$

При этом объем каждой из областей составит

$$W_1 := \int_0^{x_1} \frac{\pi}{2} \cdot \left(\frac{b_0}{2} + x \cdot \tan(\gamma) \right) \cdot (h_0 + x \cdot \tan(\gamma)) dx$$

$$W_2 := \frac{\pi}{2} \cdot \int_{x_1}^{x_2} \left(\frac{b_0}{2} + x \cdot \tan(\gamma) \right) \cdot (H_0 - (x - x_1) \cdot \tan(\beta)) dx$$

$$W_3 := \frac{\pi}{2} \cdot B_0 \cdot \int_{x_2}^{x_3} (H_0 + x_1 \cdot \tan(\beta) - x \tan(\beta)) dx$$

Физические и геометрические параметры выработки: B_0 – ширина буродоставочной выработки, H_0 – высота буродоставочной выработки; b_0 – ширина поршня питателя, h_0 – высота поршня питателя (от почвы выработки); $\rho = 2500 \text{ кг/м}^3$ – плотность руды; $H^{\circ} = 37 \text{ м}$ – высота этажа (высота обрушенной налегающей руды); $\sigma = 0,3$, $\mu = 0,3$, $\beta = 30^{\circ} = \pi/6$, $\gamma = 30^{\circ} = \pi/6$; ускорение свободного падения $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $\pi = 3,14$.

Примем $B_0 = 3 \text{ м}$; $H_0 = 3 \text{ м}$ (значения, аналогичные параметрам выработки при проведении описанных в прошлых статьях экспериментальных исследований).

Введем k_1 – «коэффициент формы», соотношение осей сечения рабочего органа питателя. Установим, что $h_0 = k_1 \cdot b_0$.

На основе результатов моделирования построим графики зависимости усилия сдвига рабочего органа питателя от соотношения осей сечения рабочего органа (от k_1) для различных значений ширины поршня питателя – 0,5 м; 1 м; 1,5 м; 2 м; 2,5 м. Обозначим усилия сдвига в каждом случае $P_{0,5}$; P_1 ; $P_{1,5}$; P_2 ; $P_{2,5}$ соответственно (рис. 3).

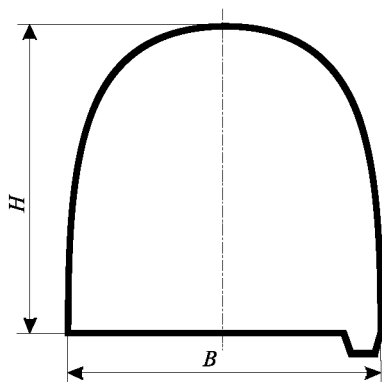


Рис. 2. Форма выработки

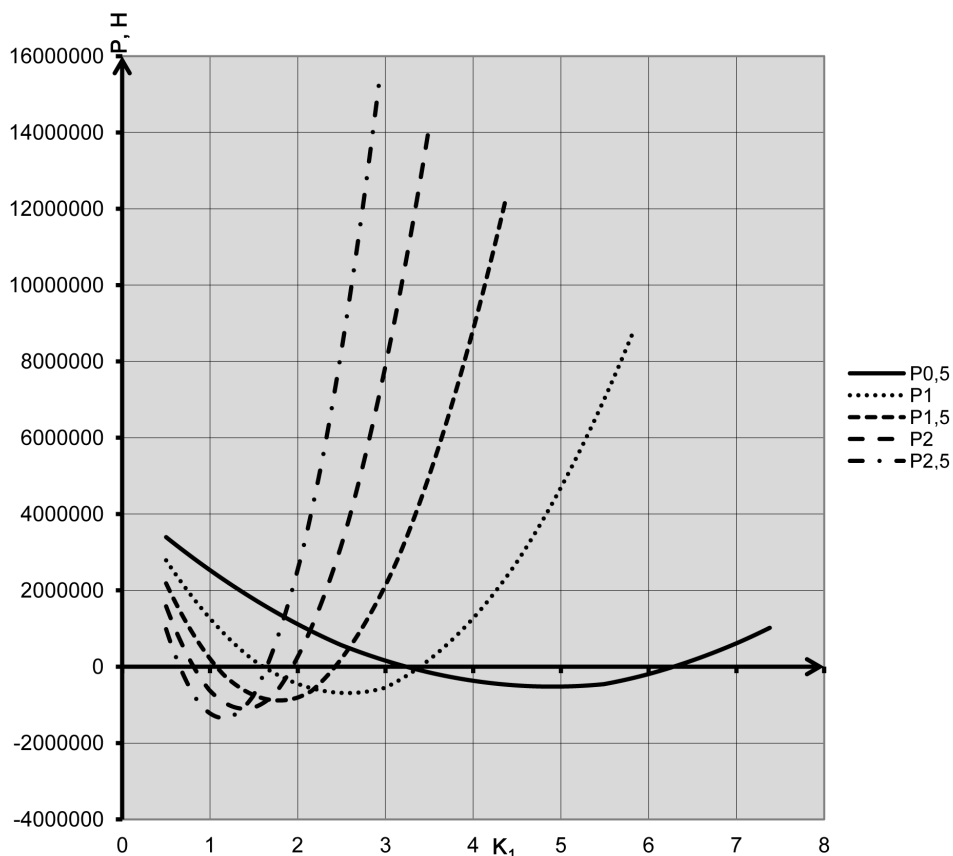


Рис. 2. Графики зависимости усилия сдвига рабочего органа питателя от соотношения осей сечения рабочего органа (от k_1) для различных значений ширины поршня питателя

На основе анализа графика можно отметить следующее. При небольших (менее 0,5) значениях k_1 математическая модель перестает быть корректной, поскольку характерные размеры поршня питателя становятся соразмерны отдельным кускам руды. Следовательно, построение графика при таких значениях «коэффициента формы» бессмысленно (линии на графиках продолжать нецелесообразно). То же самое можно сказать о таких значениях k_1 , при которых размеры рабочего органа питателя становятся близкими к размерам самой выработки.

Одновременно следует отметить, что существуют значения k_1 , при которых теоретически рассчитанное усилие сдвига принимает отрицательные значения, что означает, что руда при таких значениях будет начинать движение «самотеком». Однако, с точки зрения практического применения питателя, такие режимы крайне нецелесообразны, поскольку выпуск руды является неуправляемым с точки зрения его параметров (например, невозможно контролировать разубоживание); к тому же, масса руды только начнет движение «самотеком», но через небольшое расстояние по выработке создаст затор, борьба с которым будет затруднительной.

С учетом указанных выводов и на основе построенного графика можно еще раз считать подтвержденным, что в рассматриваемых условиях оптимальным будет значение k_1 равное соотношению H_0 к B_0 , а именно – 1. При этом ширину рабочего органа питателя следует установить 1–1,5 м.

Результаты экспериментальных исследований, при которых определено, что усилие воздействия поршня питателя (шириной 1,1 м) на навал руды равнялось 100 тс, подтверждают результаты расчета.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сергеев В.В., Музаев И.Д., Версилов С.О., Ефимов А.Р. Определение усилий сдвига железобетонным питателем при торцовом выпуске руды // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2012. – № 1. – С. 219–224.

2. Сергеев В.В., Музаев И.Д., Версилов С.О., Ефимов А.Р. Комплексный учет факторов при определении усилий сдвига железобетонным питателем при торцовом выпуске руды // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2012. – № 6. – С. 379–383. **ГИАБ**

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Сергеев Вячеслав Васильевич – доктор технических наук, профессор, заместитель заведующего кафедрой, e-mail: tip_mavr@mail.ru,
Ефимов Андрей Рудольфович – аспирант, e-mail: andrewpp@mail.ru,
Северо-Кавказский горно-металлургический институт
(государственный технологический университет).

UDC 622.2

NUMERICAL MODELING OF SHIFT FORCE OF REINFORCED CONCRETE SHEAR FEEDER DURING THE CROSS-CUT END ORE OUTPUT

Sergeev V.V.¹, Doctor of Technical Sciences, Professor, Deputy Head of Chair, e-mail: tip_mavr@mail.ru,
Efimov A.R.¹, Graduate Student, e-mail: andrewpp@mail.ru,

¹ North Caucasus Mining-and-Metallurgy Institute (State Technological University),
362021, Vladikavkaz, Republic of North Ossetia-Alania, Russia.

Simulated job feeder active action, running loose in the issuance of the ore block with cross-cut end output. Using a previously proposed method of calculating the effort required to move the ore of ore bulk, determined the dependence of these efforts on the parameters of the working body feeder. In this case, we consider two variants of the development and formation of ore bulk and the sliding surface of the piston effect on the bulk feeder.

Key words: cross-cut end deposit treatment system, ore bulk, active feeder, hydro cylinder, drilling-supply working.

REFERENCES

1. Sergeev V.V., Muzaev I.D., Versilov S.O., Efimov A.R. *Gornyi informatsionno-analiticheskii byulleten'*. 2012, no 1, pp. 219–224.

2. Sergeev V.V., Muzaev I.D., Versilov S.O., Efimov A.R. *Gornyi informatsionno-analiticheskii byulleten'*. 2012, no 6, pp. 379–383.

