

DOI: 10.34031/2071-7318-2025-11-2-84-92

Кожевников В.А.*Приволжский государственный университет путей сообщения**E-mail: v_a_kozhevnikov@bk.ru*

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ СВОДООБРУШИТЕЛЯ В БУНКЕРЕ

Аннотация. В статье рассматриваются важные вопросы моделирования и оптимизации работы сводообрушителей, устройств, предназначенных для разрыхления слежавшегося материала в бункерах, что является актуальной задачей в горной, строительной и перерабатывающей промышленности. Актуальность исследования обусловлена необходимостью повышения эффективности процессов разгрузки, а также снижением энергетических затрат и увеличением производительности оборудования. В работе разработаны и проанализированы математические модели, основанные на теории сил резания и механике сыпучих сред, что позволило сформировать аналитические выражения для действующих сил, моментов и мощности, затрачиваемых на разрыхление материала. В статье подробно исследуются влияние конструктивных и режимных параметров (длина рабочих органов, скорость подачи, угловая скорость вращения и размеры поперечного сечения) на энергетические показатели устройства и его эффективность. Проведен анализ зависимости мощности от этих параметров, выявлены оптимальные диапазоны для минимизации затрат энергии при сохранении высокой эффективности выгрузки. Также учтены физико-механические свойства материалов, такие как плотность, трение и слеживаемость, что расширяет возможности практической адаптации моделей к различным условиям эксплуатации. Полученные результаты способствуют более точному проектированию и повышению эффективности сводообрушителей, а также расширяют их перспективы применения в различных технологических и производственных условиях.

Ключевые слова: сводообрушитель, разрыхление материала, бункер, сводообразование, рабочий орган, конструктивно-режимные параметры, рыхление.

Введение. Бункерные емкости различной конструкции широко используются для хранения и транспортировки сыпучих материалов, в том числе, склонных к слеживанию. Среди многообразия конструкций бункеров наиболее эффективны те, что способны адаптироваться к специфике разнообразных материалов. Стремление к универсализации конструкции бункера обуславливает необходимость глубокого изучения процессов сводообразования и разработки методов разрушения сводов, включая применение специализированных механических устройств. В научной литературе представлено множество попыток создания теоретических методик, позволяющих комплексно учитывать факторы, влияющие на динамику выгрузки материалов из бункера. Эти методики учитывают не только физико-механические свойства материалов и условия окружающей среды, но и взаимосвязь конструктивно-режимных параметров бункера и интегрированного в него стационарного сводообрушителя.

Достаточно приемлемым способом контроля сводообразования и стимулирования гравитационного способа истечения может стать внедрение технологий предотвращения сегрегации частиц при загрузке бункера. Однако

они в большей степени адаптированы к высоким хранилищам силосного типа [1, 2].

Оценке энергоемкости комбинированного гравитационно-принудительного процесса разгрузки щелевых бункеров с использованием скребковых питателей посвящены обширные исследования. Теоретическое описание работы цилиндрического бункерного устройства, рабочий орган которого расположен в щелевом отверстии между подъемным кольцевым затвором и косвенной заслонкой, позволили обосновать режимы энергосбережения при выгрузке материала сочетающей в себе гравитационное истечение с принудительным боковым выносом [3].

Изучено влияние различных физико-механических свойств трудно-сыпучих грузов на процесс их истечения из бункера. С помощью кольцевого сдвигового испытателя «Jenike (RST)» получены критические уровни влажности, отрицательно влияющие на свойства текучести материала при его взаимодействии с различными материалами футеровки внутренней поверхности бункера [4].

Метод дискретных элементов (DEM) широко используется для моделирования сводообразования и процесса выгрузки тонкодисперсных материалов из бункерных емкостей. Изучение поведения материала

истекающего из бункера под действием вибрации, а также измерение пропускной способности выпускного отверстия бункера может производиться на основе анализа изображений, полученных с помощью экспериментальной установки [5].

При рассмотрении бункера имеющего плоское днище исследование перехода сыпучего материала из слежавшегося состояния в стабильно текучее может быть осуществлено с помощью стеклянных шариков разного калибра [6].

На основе уравнения текучести Мора-Клона удалось получить математическую модель двухмерного свода, представленную уравнениями баланса вертикальных и горизонтальных напряжений хранимого в бункере сыпучего материала в плоской системе координат. Решение этих уравнений с использованием численного способа Эйлера позволяет для конкретных условий хранения сыпучего груза прогнозировать форму кривой свода и устанавливать ее взаимосвязь с габаритами конического бункера и критическими размерами его выпускного отверстия [7].

Установлено, что при введении в основной хранимый в бункере материал некоторого количества мелкодисперсных частиц с низким коэффициентом трения, снижает интенсивность сводообразования и ускоряет выпуск материала. По мере увеличения доли мягких частиц в смеси (до определенного предела) увеличивается скорость потока, характер которого приобретает лавинообразность и прерывистость. Образующиеся при этом своды имеют временный характер, саморазрушаются и не вызывают блокирования потока выпускаемого материала [8].

Стационарное размещение механических сводообрушителей повышающих эффективность разгрузки рекомендуется для улучшения условий истечения материалов из бункеров с улучшенной геометрией. Такой подход позволил к

настоящему времени разработать и внедрить целую систему разнообразных конструкций [9]. Однако, в случае бункеров, находящихся в эксплуатации длительное время и демонстрирующих неудовлетворительные показатели выгрузки, предлагается использование сводообрушителей селективного действия.

Локальное применение данных устройств в зоне формирования свода позволяет осуществлять выгрузку слежавшихся материалов без повреждения конструктивных элементов бункера. Такой подход исключит необходимость применения активных вибрационных или ударных воздействий и позволит сохранить целостность бункера при извлечении сильно слежавшегося материала, предотвратив срезание части воронки.

Материалы и методы. В исследовании использовались стандартные исходные данные и параметры, характерные для пшеничных отрубей (угол внутреннего трения $\beta = 35^\circ$, коэффициент внешнего трения $f = 0,5$, насыпная плотность $\rho = 400 \text{ кг/м}^3$). Для моделирования процессов разрыхления и работы устройства применялись математические модели, основанные на теории сил резания и механике сыпучих сред.

Основой исследования являлись аналитические методы и численные расчеты. Были разработаны математические модели, описывающие силы, моменты и мощность, затрачиваемые на разрыхление материала, с учетом конструктивных и режимных параметров устройств. Для выполнения расчетов и анализа зависимостей показателей от параметров использовались методы оптимизации и графического моделирования.

Основная часть. Предложен ряд устройств [10, 11, 12], некоторые из которых представлены на рис. 1. Рабочие органы этих механизмов, представляющие собой скребки или лопасти различной конфигурации, вводятся в полость бункера через специализированные технологические отверстия, расположенные в зонах наибольшего вероятного уплотнения трудноссыпучего материала.



Рис. 1. Переносные сводообрушители
а) рабочие органы скребкового типа; б) рабочие органы звеньев

Отверстия для ввода рабочих органов предлагается оборудовать герметичными заглушками. Конструкция также предусматривает изменение степени охвата внутреннего пространства бункера и возможность остановки процесса по достижении стабильного истечения материала.

Детальный анализ сводообрушения, начиная с ввода рабочих органов в бункер и заканчивая полной его выгрузкой (очисткой), позволяет разделить процесс на несколько этапов (рис. 2).

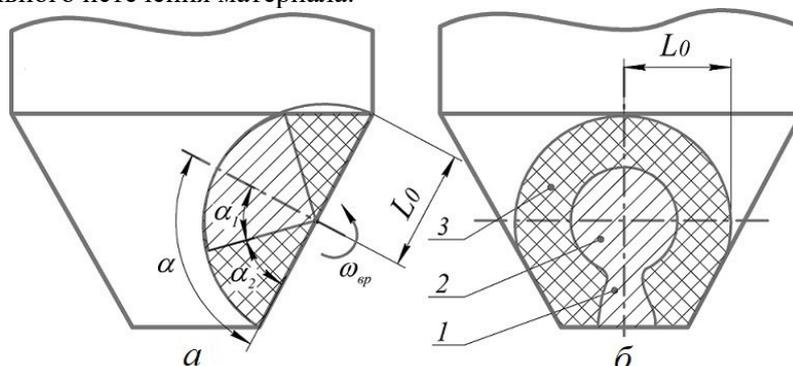


Рис. 2. Работа устройства
 а) вид сбоку; б) вид спереди
 1 – перегородка из материала; 2, 3 – объемы разрыхления V_{α_1} , V_{α_2}

Этап 1 – инициирование разгрузки, во время которого происходит рыхление материала в нижней части бункера (около выпускной воронки) с образованием разуплотненной массы материала. Объем V_{α_1} сосредоточения этой массы соответствует объему сектора сферы, образованного отклонением рабочего органа от оси вращения на угол α_1 (не более 90° у вершины сектора). Повышение давления в результате локального воздействия на материал способствует частичному разрушению перегородки из уплотненного материала, расположенной между объемом V_{α_1} и выпускным отверстием. В результате образуется канал для выгрузки.

сопротивление движению определяется преимущественно давлением разуплотненного материала. На второй и третьей стадиях доминирующим фактором сопротивления становится угол отклонения рабочего органа от оси вращения.

Этап 2 – расширение зоны разгрузки. Здесь происходит дальнейшее разрыхление материала и его выгрузка из области, ограниченной углом отклонения рабочего органа $\alpha_2 = \alpha - \alpha_1$, где объем разрыхленного материала обозначен $V_{\alpha_2} = V_{\alpha} - V_{\alpha_1}$. Образованная этим объемом полусфера, ограничена максимальным отведением рабочего органа от оси вращения до соприкосновения с внутренней поверхностью бункера (угол α).

Для каждой стадии процесса разрыхления предлагается получить формульные выражения затрачиваемой мощности. Это позволит выполнить конструкторские расчеты устройства и его рабочих органов, оптимизируя конструктивно-режимные параметры (геометрические размеры, скорости движения) для достижения максимальной эффективности.

Разработка теоретического обоснования процесса рыхления слежавшегося материала рабочим органом сводообрушителя может быть основана на применении теоретических инструментов, заимствованных из теории резания металлов или грунтов.

Стадия 3 – финальная очистка. Заключительная стадия процесса по удалению остатков материала со стенок бункера, образовавшихся в результате адгезии. Эти остатки могут служить опорой для материала, расположенного выше выпускной воронки (в основной части бункера), и препятствовать полной выгрузке.

Изучение взаимодействия обрабатываемой поверхности заготовки с режущим инструментом (рис. 3, а) выявляет сложную взаимосвязь между множеством параметров, включающих составляющие силы резания (P_z , P_y и P_x), подачу s и глубину резания t :

$$\left. \begin{aligned} P_z &= C_{pz} t^{x_p} s^{y_p} \\ P_y &= C_{py} t^{x_p} s^{y_p} \\ P_x &= C_{px} t^{x_p} s^{y_p} \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где C_{pz} , C_{py} , C_{px} , x_p , y_p – эмпирические константы, зависящие от свойств обрабатываемого материала, а также от подачи и глубины резания [13].

В процессе аналитического моделирования процессов резания для установления взаимосвязи между отдельными силовыми составляющими может использоваться ряд пропорциональных коэффициентов: $P_z:P_y:P_x = 1:(0,4...0,5):(0,25...0,3)$ [14].

Трехмерная модель, представленная на рис. 3, а, демонстрирует наличие трех компонентов силы резания, обусловленное сложным движением материала заготовки относительно реза: вращательным (главная составляющая P_z), продольным (P_x) и поперечным (P_y). В отличие от этого, движение рабочих органов переносного сводообрушителя в бункере обусловлено фиксированным положением разрыхляемого материала.

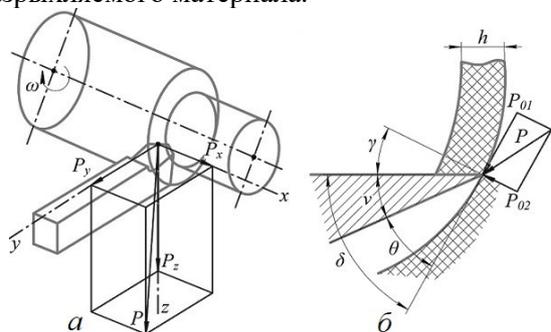


Рис. 3. Силы взаимодействия рабочих органов с материалами
 а) режущего инструмента с металлами;
 б) ножевого рабочего органа землеройной машины с грунтом

Применение формул, основанных на теории резания металлов, для расчета параметров сводообрушителя затруднено наличием большого числа эмпирических коэффициентов. Определение этих коэффициентов требует проведения лабораторных экспериментов с использованием специализированного оборудования (датчиков, динамометров), адаптированного к специфике движения рабочих органов сводообрушителя.

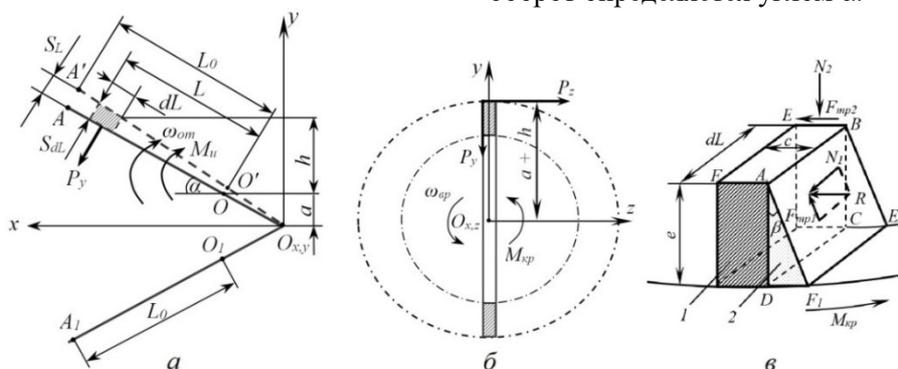


Рис. 4. Схема к определению действующих на рабочий орган нагрузок
 а) силы резания (вид сбоку); б) силы резания (вид спереди); в) силы лобового и бокового сопротивления со стороны разрыхленного материала
 1 – сечение рабочего органа; 2 – тело волочения

Воздействие рабочих органов землеройной машины на грунт, несмотря на образование стружки толщиной h , можно охарактеризовать наличием только двух составляющих силы резания (рис. 3, б):

$$P_{02} = \psi P_{01}, \quad P_{01} = kbh, \quad (2)$$

где ψ – коэффициент показывающий связь между отдельными силовыми составляющими, зависящий от режима работы и от характера геометрии взаимодействия режущей части ножа с грунтом (углы $\theta, \gamma, \nu, \delta$); k – коэффициент удельного сопротивления, Н/м²; b – размер режущей кромки ножа, м; h – высота срезаемого слоя, м [15].

Двухмерная модель, представленная на рис. 3, б, обусловлена преимущественно плоским движением механизма. Это делает теорию резания грунта потенциально более подходящей для описания работы сводообрушителя при определенных условиях, упрощая расчеты за счет меньшего числа параметров и более простой геометрии взаимодействия.

Работа устройства по разуплотнению материала в зоне $V_{\alpha 1}$ (рис. 2) требует затрат мощности как на само разрыхление (резание), так и на преодоление сил трения в разрыхленном материале.

На рис. 4, а, б представлены схемы, поясняющие условно плоское движение бесконечно малого сегмента рабочего органа длиной dL . На участках OA и O_1A_1 двух рабочих органов длиной L_0 , участвующих в процессе разрыхления, действуют окружная (P_z) и радиальная (P_y) составляющие силы резания.

Координата L расположения бесконечно малого сегмента dL определяет глубину резания, а подача в направлении смещения одного из рабочих органов из положения OA в $O'A'$ при отклонении от оси вращения за один оборот определяется углом α .

Если подача в точке A имеет величину S_L , то в месте расположения бесконечно малого сегмента она станет равной:

$$S_{dL} = S_L \cdot L/L_0. \quad (3)$$

Таким образом, глубина резания изменяется вдоль рабочего органа в зависимости от положения бесконечно малого сегмента dL .

Элементарные величины окружной и радиальной составляющих силы резания, действующие на сегмент dL , аналогично выражениям (2), могут быть представлены так:

$$dP_y = \psi' dP_z, \quad dP_z = k' \left(S_L \frac{L}{L_0} \right) dL, \quad (4)$$

где k' – эмпирический коэффициент, учитывающий остающиеся постоянными факторы, влияющие на окружную силу резания, Н/м²; ψ' – коэффициент, учитывающий характер движения рабочего органа (вращение с угловой скоростью ω_{gp} и единовременное отклонении с угловой скоростью ω_{om}), когда наблюдается некоторое преобладание радиальной составляющей силы резания над окружной.

Интегрируя выражения (4) по длине L_0 и углу отклонения α рабочего органа, можно получить полные величины составляющих силы резания P_z , P_y и создаваемые ими крутящий ($M_{кр}$) и изгибающий (M_u) моменты:

$$\left. \begin{aligned} P_z &= \frac{k'S_L L_0}{2} \\ P_y &= \psi' P \\ M_{кр} &= k'S_L \left(\frac{aL_0}{2} + \frac{L_0^2 \sin \alpha}{3} \right) \\ M_u &= \frac{k'\psi'S_L L_0^2}{3} \end{aligned} \right\}. \quad (5)$$

Используя полученные выражения для моментов (5), можно определить мощность, необходимую для разрыхления:

$$N_{раз} = k'S_L \left[\left(\frac{a}{2} + \frac{1}{3\pi} \right) L_0 + \frac{\psi' L_0^2}{3 \sin \omega_{om} t} \right] \omega_{gp}, \quad (6)$$

где ω_{gp} , ω_{om} – соответственно угловые скорости относительного движения (поворота плюс отклонение), рад/с; $\omega_{om} t = \alpha$ – угол отклонения, рад; t – время процесса, с; a – величина проекции отрезка рабочего органа на ось Y (в виду особенностей конструкции может быть выведен из взаимодействия с сыпучим материалом), м.

При движении рабочего органа в разрыхленном материале преодолевается общее сопротивление, состоящее из лобовой (\vec{F}_L) и боковой (\vec{F}_B) составляющих:

$$\vec{F} = \vec{F}_L + \vec{F}_B. \quad (7)$$

На рис. 4, в показан бесконечно малый сегмент dL рабочего органа с сечением 1 (заштриховано), расположенный на расстоянии L от оси вращения. В процессе работы кромкой CD рабочего органа подрезается слой материала толщиной AD , образуя тело волочения 2 (призма с треугольным основанием ADF_1).

Расположенная спереди вращающаяся грань ABE_1F_1 призмы, образованной на бесконечно малом сегменте рабочего органа, подвержена воздействию сил нормального давления (N_1) и трения (F_{mp1}) со стороны разрыхленного материала. В это же время нагрузки N_2 и F_{mp2} приложены к верхней грани $ABEF$ отклоняемой в направлении подачи со скоростью ω_{om} .

Нормальное давление со стороны разуплотненного материала, действующее по всей длине L рабочих органов, складывается из составляющих N_1 и N_2 , которые зависят от давления столба материала:

$$p = \rho g L, \quad (8)$$

где ρ – плотность материала после разуплотнения, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с².

Элементарные составляющие лобового и бокового сопротивления, действующие на бесконечно малый сегмент dL рабочего органа, выражаются формулами:

$$\left. \begin{aligned} dN_1 &= \frac{pe}{\cos \beta} \cdot dL \\ dF_{mp1} &= fN_1 \\ dN_2 &= pc \cdot dL \\ dF_{mp2} &= fN_2 \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

где c , e – геометрические размеры сечения, м; β , f – соответственно угол внутреннего и коэффициент внешнего трения.

Векторная сумма всех составляющих лобового и бокового сопротивления, действующая на рабочий орган, равна:

$$d\vec{F}_{conp} = d\vec{N}_1 + d\vec{F}_{mp1} + d\vec{N}_2 + d\vec{F}_{mp2}. \quad (10)$$

Элементарная сила сопротивления, действующая со стороны разрыхленного

материала на бесконечно малом сегменте рабочего органа длиной dL с учетом (3) и (9):

$$dF_{conp} = \rho g L \left(\frac{e\sqrt{1+f^2}}{\cos\beta} + cf \right) dL. \quad (11)$$

Интегрируя (11) по длине L_0 и углу отклонения α , получаем полную силу сопротивления F_{conp} и соответствующий крутящий момент $M_{кр}^{conp}$:

$$\left. \begin{aligned} F_{conp} &= \rho g \frac{L_0^2}{2} \left(\frac{e\sqrt{1+f^2}}{\cos\beta} + cf \right) \\ M_{кр}^{conp} &= \rho g \left(\frac{e\sqrt{1+f^2}}{\cos\beta} + cf \right) \left(\frac{aL_0^2}{2} + \frac{L_0^3 \sin\alpha}{3} \right) \end{aligned} \right\}. \quad (12)$$

Мощность, необходимая для преодоления сопротивления разрыхленного материала, определяется выражением:

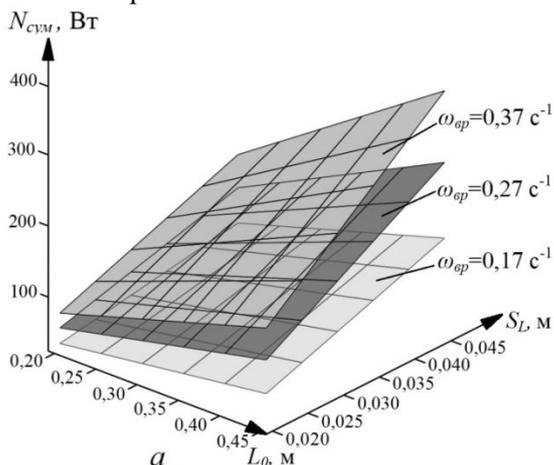


Рис. 5. Зависимость мощности от конструктивно-режимных параметров рабочих органов а) длины, подачи и частоты вращения; б) размеров поперечного сечения и подачи

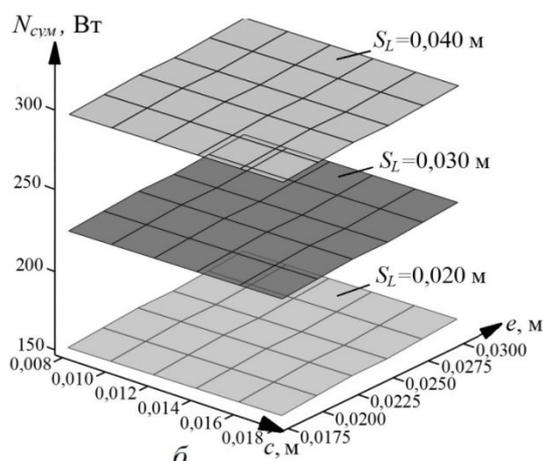
На рис. 5, б показана взаимосвязь мощности и размеров поперечного сечения рабочих органов: $c=0,008...0,018$ м и $e=0,0175...0,0300$ м.

Выводы. Анализ графиков, представленных на рис. 5, а, показывает увеличение затрачиваемой мощности для всех рассматриваемых параметров в следующих пределах: $N_{сум} = 34...165$ Вт при $\omega_{ep} = 0,17$ с⁻¹; $N_{сум} = 56...271$ Вт при $\omega_{ep} = 0,27$ с⁻¹; $N_{сум} = 76...372$ Вт при $\omega_{ep} = 0,37$ с⁻¹.

Влияние длины рабочих органов L_0 на мощность обусловлено изменением объема взаимодействия с материалом. Оптимальное значение длины может быть выбрано в диапазоне 0,20...0,45 м, исходя из условия достижения наиболее эффективной выгрузки бункера. Влияние

$$N_{conp} = \rho g \left(\frac{e\sqrt{1+f^2}}{\cos\beta} + cf \right) \cdot \left(\frac{aL_0^2}{2} + \frac{L_0^2 \sin\alpha}{3} \right) \omega_{ep}. \quad (13)$$

На рис. 5, а представлена графическая взаимосвязь определяемой подстановкой формул (6) и (13) суммарной мощности $N_{сум} = N_{раз} + N_{conp}$ с основными конструктивно-режимными параметрами устройства: длиной рабочих органов ($L_0=0,20...0,45$ м), подачи ($S_L=0,020...0,045$ м) и угловой скоростью ($\omega_{ep}=0,17...0,37$ с⁻¹). Часть параметров при этом остается постоянными: $k' = 40$ кПа (давление столба материала); $a = 0,07$ м (высота скребка); $\psi' = 0,05$ (коэффициент, учитывающий преобладание окружной скорости над скоростью подачи, как следствие превосходство P_y над P_z); $\alpha = 90^\circ$ (предельный угол отклонения); $f = 0,6$, $\beta = 30^\circ$, $\rho = 1000$ кг/м³, $e = 0,025$ м, $c = 0,01$ м (другие параметры описанные выше).



ние подачи S_L на мощность, согласно выражениям (5), связано только с изменением сил и моментов, действующих на рабочие органы. Подача не оказывает прямого влияния на объем разрыхляемого материала и, следовательно, на эффективность работы. Поэтому оптимальным значением подачи следует считать минимальное значение ($S_a = 0,020$ м), которое минимизирует затраты мощности и нагрузки на рабочие органы.

Снижение затрачиваемой мощности может быть достигнуто также за счет уменьшения угловой скорости вращения рабочих органов (ω_{ep}) до 0,17 с⁻¹, при условии, что увеличение продолжительности работы устройства, связанное с уменьшением ω_{ep} , не оказывает негативного влияния на технологический процесс разгрузки.

Из анализа графиков на рис. 5, б, следует, что при фиксированных максимальных значениях длины ($L_0 = 0,45$ м) и угловой скорости ($\omega_{вр} = 0,37$ с⁻¹) изменение размеров поперечного сечения рабочих органов не оказывает существенного влияния на затраты мощности, о чем свидетельствует плоскостной характер изображения графиков. Однако затраты мощности заметно снижаются при уменьшении подачи: $N_{сум} = 295...298$ Вт при $S_L = 0,040$ м; $N_{сум} = 224...226$ Вт при $S_L = 0,030$ м; $N_{сум} = 153...155$ Вт при $S_L = 0,020$ м.

Разработанные математические выражения учитывают основные физико-механические свойства разрыхляемого материала и конструктивно-режимные параметры сводообрушителя, отражая характер движения его рабочих органов внутри бункера. Ключевым параметром, влияющим на мощность, затрачиваемую на разрыхление, является подача рабочих органов. Увеличение длины рабочего органа также приводит к росту мощности, но может быть оправдано только необходимостью увеличения объема разрыхления для обеспечения эффективной выгрузки материала.

Результаты расчетов могут быть использованы при проектировании опытного образца устройства. В дальнейших исследованиях планируется разработка математических моделей работы сводообрушителей с другими конфигурациями рабочих органов, такими как гибкие скребки и шарнирно-сочлененные звенья. Это позволит расширить область применения разработанной методики и оптимизировать конструкцию сводообрушителей для различных типов материалов и условий эксплуатации. Также перспективным направлением исследований является учет влияния ряда физико-механических свойств хранимого в бункере материала (угол внешнего и внутреннего трения, сцепление, насыпная плотность, гранулометрический состав, слеживаемость, влажность) на параметры процесса разрыхления и, соответственно, на затрачиваемую мощность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Третьяков Г.М., Прусов М.В., Денисов В.В., Кононов И.И. Экспериментальные исследования хранилища сыпучих грузов в транспортно-технологических комплексах // Вестник транспорта Поволжья. 2020. №5(83). С. 56–61.
2. Денисов В.В., Кононов И.И., Прусов М.В. Управление процессами загрузки, хранения и выгрузки зерновых грузов в транспортно-складских комплексах // Мир транспорта. 2022. Том 20. №2(99). С. 60–65. DOI: 10.30932/1992-3252-2022-20-2-6.
3. Прусов М.В., Денисов В.В., Кононов И.И. Ресурсосбережение в транспортно-складских комплексах при эксплуатации бункерных систем // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2024. №7. С. 121–125. DOI: 10.24412/2071-6168-2024-7-121-122.
4. Reddy Y.V., Venkatesh S. Flow characteristic evaluation of iron ore for design of bunkers and chutes with different liner materials // Materials today: Proceedings. 2023. №76., Iss. 1. Pp. 95–102. DOI: 10.1016/j.matpr.2022.10.132
5. Zhu J., Wang K., Ma Y., Xu W., Long J., Li X. Arch formation mechanism and discharge process of cohesive fine powder in a vibrated silo // Particology: Science and Technology of Particles. 2024. №94. Pp. 373–385. DOI: 10.1016/j.partic.2024.09.001.
6. Xue J., Schiano S., Zhong W., Chen L., Wu C.-Y. Determination of the flow/no-flow transition from a flat bottom hopper // Powder Technology: An international journal on the science and technology of wet and dry particulate systems. 2019. №358. Pp. 55–61. DOI: 10.1016/j.powtec.2018.08.063.
7. Matchett A.J. The shape of the cohesive arch in hoppers and silos – Some theoretical considerations // Powder Technology: An international journal on the science and technology of wet and dry particulate systems. 2007. №171, Iss. 3. Pp. 133–145. DOI: 10.1016/j.powtec.2006.10.010.
8. Alborzi S., Hashmi S.M. Low-friction soft particles add intermittency and avalanches to the flow of rigid particles in a hopper // Powder Technology: An international journal on the science and technology of wet and dry particulate systems. 2025. №459. 121000.
9. Кожевников В.А., Астраханский А.Ю., Жданов А.Г. Классификация сводообрушающих средств механизации выгрузки трудносыпучих грузов // Мехатроника, автоматика и робототехника. 2020. №5. С. 56–58. DOI: 10.26160/2541-8637-2020-5-56-58.
10. Пат. 2190486, Российская Федерация, МПК В 08 В9/087. Переносной сводоразрушитель-очиститель / Г.М. Третьяков; заявитель и патентообладатель ОАО «Промжелдортранс». №2000124913; заявл. 04.10.2000; опубл. 10.10.2002, Бюл. № 28. 6 с.
11. Пат. 2191078, Российская Федерация, МПК В 08 В9/08. Сводоразрушитель-очиститель / Г.М. Третьяков, Е.П. Дудкин, В.С. Горюшинский, И.В. Горюшинский, Е.В. Горюшинская; за-

явитель и патентообладатель ОАО «Промжелдортранс». № 2001110578; заявл. 19.04.2001; опубл. 20.10.2002, Бюл. № 29. 9 с.

12. Пат. 2201813, Российская Федерация, МПК В 08 В9/08. Переносной сводоразрушитель-очиститель / Г.М. Третьяков, В.С. Горюшинский, И.В. Горюшинский, В.Л. Шур, В.А. Кожевников; заявитель и патентообладатель ОАО «Промжелдортранс». № 2001102165; заявл. 23.01.2001; опубл. 10.04.2003, Бюл. № 10. 8 с.

13. Емельянов С.Г., Швец С.В., Ремнев А.И., Сергеев С.А., Павлов Е.В., Ремнева Л.А. Теория

резания: математическое моделирование и системный анализ : монография. Старый Оскол : ООО «Тонкие наукоемкие технологии», 2020. 312 с.

14. Григорьев С.Н., Волосова М.А., Маслов А.Р. Высокоэффективные технологии обработки : монография. М.: Машиностроение, 2014. 455 с.

15. Берестов Е.И., Смоляр А.П. Сопrotивление грунтов резанию: монография. Могилев : Изд-во БРУ, 2008. 179 с.

Информация об авторах

Кожевников Вадим Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры вагонного хозяйства и наземных транспортных комплексов. E-mail: v_a_kozhevnikov@bk.ru. Приволжский государственный университет путей сообщения. Россия, 443066, Самара, ул. Свободы, д. 2в.

Поступила 16.06.2025 г.

© Кожевников В.А., 2026

Kozhevnikov V.A.

Volga State University of Railway Transport

*E-mail: v_a_kozhevnikov@bk.ru

THEORETICAL MODELING AND CALCULATION OF THE EFFECTIVENESS OF USING A VAULT BREAKER IN A BUNKER

Abstract. This paper discusses important issues of modeling and optimizing the operation of arch crushers, devices designed to loosen caked material in bunkers, which is an urgent task in the mining, construction and processing industries. The relevance of the study is due to the need to increase the efficiency of unloading processes, as well as reduce energy costs and increase equipment productivity. Mathematical models based on the theory of cutting forces and the mechanics of bulk media were developed and analyzed in the work, which made it possible to form analytical expressions for the acting forces, moments and power spent on loosening the material. The article examines in detail the influence of design and operating parameters (length of working bodies, feed rate, angular rotation speed and cross-sectional dimensions) on the energy performance of the device and its efficiency. The power dependence on these parameters has been analyzed, and optimal ranges have been identified to minimize energy costs while maintaining high unloading efficiency. The physico-mechanical properties of materials such as density, friction and traceability are also taken into account, which expands the possibilities of practical adaptation of models to various operating conditions. The results obtained contribute to a more accurate design and increase the efficiency of arch breakers, as well as expand their prospects for use in various technological and production conditions.

Keywords: arch breaker, loosening of the material, hopper, arching, working body, structural and operational parameters, loosening.

REFERENCES

1. Tretyakov G.M., Prusov M.V., Denisov V.V., Kononov I.I. Experimental studies of bulk cargo storage in transport and technological complexes [Eksperimentnyye issledovaniya khranilishcha sypuchikh грузов v transportno-tekhnologicheskikh kompleksakh]. Bulletin of Transport of the Volga region. 2020. No. 5 (83). Pp. 56–61. (rus)

2. Denisov V.V., Kononov I.I., Prusov M.V. Management of grain cargo loading, storage and unloading processes in transport and warehouse complexes [Upravleniye protsessami zagruzki,

khraneniya i vygruzki zernovykh грузов v transportno-skladskikh kompleksakh]. World of Transport. 2022. No. 20. Iss. 2 (99). Pp. 60–65. DOI: 10.30932/1992-3252-2022-20-2-6. (rus)

3. Prusov M.V., Denisov V.V., Kononov I.I. Resource conservation in transport and warehouse complexes during the operation of bunker systems [Resursoberezheniye v transportno-skladskikh kompleksakh pri ekspluatatsii bunkernykh sistem]. Proceedings of Tula State University. Technical sciences. 2024. No. 7. Pp. 121–125. DOI: 10.24412/2071-6168-2024-7-121-122. (rus)

4. Reddy Y.V., Venkatesh S. Flow characteristic evaluation of iron ore for design of bunkers and chutes with different liner materials. *Materials today: Proceedings*. 2023. Vol. 76. Iss. 1 Pp. 95–102. DOI: 10.1016/j.matpr.2022.10.132.

5. Zhu J., Wang K., Ma Y., Xu W., Long J., Li X. Arch formation mechanism and discharge process of cohesive fine powder in a vibrated silo. *Particology: Science and Technology of Particles*. 2024. Vol. 94. Pp. 373–385. DOI: 10.1016/j.partic.2024.09.001.

6. Xue J., Schiano S., Zhong W., Chen L., Wu C.-Y. Determination of the flow/no-flow transition from a flat bottom hopper. *Powder Technology: An international journal on the science and technology of wet and dry particulate systems*. 2019. Vol. 358. Pp. 55–61. DOI: 10.1016/j.powtec.2018.08.063.

7. Matchett A.J. The shape of the cohesive arch in hoppers and silos – Some theoretical considerations. *Powder Technology: An international journal on the science and technology of wet and dry particulate systems*. 2007. Vol. 171. Iss. 3. Pp. 133–145. DOI: 10.1016/j.powtec.2006.10.010.

8. Alborzi S., Hashmi S.M. Low-friction soft particles add intermittency and avalanches to the flow of rigid particles in a hopper. *Powder Technology: An international journal on the science and technology of wet and dry particulate systems*. 2025. Vol. 459. 121000.

9. Kozhevnikov V.A., Astrakhansky A.Yu., Zhdanov A.G. Classification of arch-breaking means

of mechanization of unloading of heavy loads [Klassifikatsiya svodoobrushayushchikh sredstv mekhanizatsii vygruzki trudnosypuchikh gruzov]. *Mechanics, automation and robotics*. 2020. No. 5. Pp. 56–58. DOI: 10.26160/2541-8637-2020-5-56-58.

10. Tretyakov G.M. Portable arch cleaner. Patent RF, no. 2190486, 2002.

11. Tretyakov G.M., Dudkin E.P., Goryushinsky V.S., Goryushinsky I.V., Goryushinskaya E.V. Arch-breaker cleaner. Patent RF, no. 2191078, 2002.

12. Tretyakov G.M., Goryushinsky V.S., Goryushinsky I.V., Shur V.L., Kozhevnikov V.A. Portable arch cleaner. Patent RF, no. 2201813, 2003.

13. Yemelyanov S.G., Shvets S.V., Remnev A.I., Sergeev S.A., Pavlov E.V., Remneva L.A. Theory of cutting: mathematical modeling and system analysis: monograph [Teoriya rezaniya: matematicheskoye modelirovaniye i sistemnyy analiz : monografiya]. Stary Oskol: Thin High-tech Technologies LLC, 2020. 312 p. (rus)

14. Grigoriev S.N., Volosova M.A., Maslov A.R. Highly efficient processing technologies: monograph [Vysokoeffektivnyye tekhnologii obrabotki : monografiya]. Moscow: Mashinostroenie, 2014. 455 p. (rus)

15. Berestov E.I., Smolyar A.P. Soil resistance to cutting: monograph [Soprotivleniye gruntov rezaniyu : monografiya]. Mogilev: BRU Publishing House, 2008. 179 p. (rus)

Information about the authors

Kozhevnikov, Vadim A. PhD. E-mail: v_a_kozhevnikov@bk.ru. Volga State University of Railway Transport. Russia, 443066, Samara, st. Svobody, 2b.

Received 16.06.2025

Для цитирования:

Кожевников В.А. Теоретическое моделирование и расчет эффективности // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2026. № 2. С. 84–92. DOI: 10.34031/2071-7318-2025-11-2-84-92

For citation:

Kozhevnikov V.A. Theoretical modeling and calculation of the effectiveness of using a vault breaker in a bunker. *Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov*. 2026. No. 2. Pp. 84–92. DOI: 10.34031/2071-7318-2025-11-2-84-92