ГИАБ. Горный информационно-аналитический бюллетень /
MIAB. Mining Informational and Analytical Bulletin, 2026;(12):134-150
ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ / ORIGINAL PAPER

УДК 622.647.3 DOI: 10.25018/0236_1493_2026_12_0_134

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПИКОВЫХ НАГРУЗОК В ШАРНИРНЫХ ОПОРАХ КОВША ЛЕНТОЧНОГО ЭЛЕВАТОРА ПРИ ЗАЧЕРПЫВАНИИ

А.С. Морин[1], Р.Г. Исрафилов[1], А.И. Фоменко[1], Т.А. Герасимова[1], О.С. Игнатова[1]

[1] Сибирский федеральный университет, Красноярск, Россия, e-mail: ignatova.ol@mail.ru

Аннотация: Перечислены основные направления совершенствования быстроходных ленточных элеваторов с ковшами повышенной вместимости, позволяющими снизить удельный расход энергии на предварительное дробление и транспортировку полезного ископаемого. Кратко изложены преимущества шарнирного способа крепления ковшей по сравнению с традиционным жестким способом. Приведены рациональные размеры удлиненного ковша и деталей его опорных конструкций. Представлены компьютерные модели модернизированного узла погрузки транспортных сосудов элеватора, шарнирно-сочлененных с огибающей натяжной барабан тяговой лентой. Проведен сравнительный анализ напряженно-деформированного состояния шарнирно-подвижной и шарнирно-неподвижной опор ковша при пиковых нагрузках, возникающих при внедрении режущей кромки транспортной емкости в навал зачерпываемого груза. Выполнен расчет максимальных эквивалентных напряжений в болтовых соединениях шарнирных опор для двух возможных схем их установки относительно направления перемещения ковша. Выявлены закономерности распределения пиковых напряжений в креплении транспортной емкости в зависимости от центрального угла между ее опорами и схемы размещения шарнирных узлов. Определены оптимальные значения центрального угла в заданном диапазоне мощности черпания и скорости движения тяговой ленты. Показаны причины повышенных требований к геометрическим размерам ковшей с задней шарнирно-подвижной опорой. Установлено, что минимальные значения максимального напряжения в креплении ковша и наиболее равномерное распределение пиковых нагрузок между опорами обеспечиваются при переднем размещении подвижных шарниров.

Ключевые слова: шахты и карьеры, ленточные элеваторы, шарнирное крепление ковша, эквивалентное напряжение, внешние усилия, центр масс, центральный угол, мощность черпания, скорость движения, коэффициент неравномерности распределения пиковых нагрузок.

Для цитирования: *Морин А. С., Исрафилов Р. Г., Фоменко А. И., Герасимова Т. А., Игнатова О. С.* Распределение пиковых нагрузок в шарнирных опорах ковша ленточного элеватора при зачерпывании // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2026. – № 12. – С. 134–150. DOI: 10.25018/0236_1493_2026_12_0_134.

Distribution of peak loads in hinged supports of belt elevator buckets in scooping

A.S. Morin[1], R.G. Israfilov[1], A.I. Fomenko[1], T.A. Gerasimova[1], O.S. Ignatova[1]

[1] Siberian Federal University, Krasnoyarsk, Russia, e-mail: ignatova.ol@mail.ru

© А.С. Морин, Р.Г. Исрафилов, А.И. Фоменко, Т.А. Герасимова, О.С. Игнатова. 2026.

Abstract: The main trends in improvement of high-speed belt elevators with the increased capacity buckets, which enable decreasing specific energy intake of preliminary crushing and haulage of minerals, are listed. Advantages of bucket hinging over conventional rigid fastening are briefly described. The rational sizes of an elongated bucket and its support parts are given. The computer models of an upgraded loading assembly for elevator vehicles hinged with the tension belt rounding the tension drum are described. The comparative stress–strain analysis of the hinged-movable and hinged-immovable supports of the buckets under peak loads generated in penetration of the bucket lip in a rock pile is performed. The maximal equivalent stresses in the bolt joints of the hinged supports are calculated for two possible installation charts relative to the bucket displacement direction. The peak stress patterns are determined in the bucket attachment depending on the central angle between its supports and the layout chart of the hinge joints. The optimized values of the central angle are determined in the preset range of scooping capacity and tension belt speed. The reasons for enhancing requirements for geometrical dimensions of buckets with the rear hinge-movable support are stated. It is found that the minimal values of the maximal stress in the bucket attachment and the most uniform distribution of the peak loads between the supports are ensured in case of the front arrangement of the movable hinges.

Key words: mines and open pits, belt elevators, bucket hinging, equivalent stress, external forces, center of masses, central angle, scooping capacity, movement speed, peak load unevenness coefficient.

For citation: Morin A. S., Israfilov R. G., Fomenko A. I., Gerasimova T. A., Ignatova O. S. Distribution of peak loads in hinged supports of belt elevator buckets in scooping. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2026;(12):134-150. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2026_12_0_134.

Введение

Затраты на перемещение горной массы, как правило, составляют основную долю в структуре эксплуатационных расходов на освоение месторождения [1—3]. Совершенствование транспортных процессов является одним из ключевых факторов повышения эффективности отечественных горнодобывающих предприятий в условиях роста стоимости технологического оборудования и энергии, усугубляемого нестабильностью сырьевых рынков и смещением добычи в труднодоступные регионы с неблагоприятным климатом [4—6].

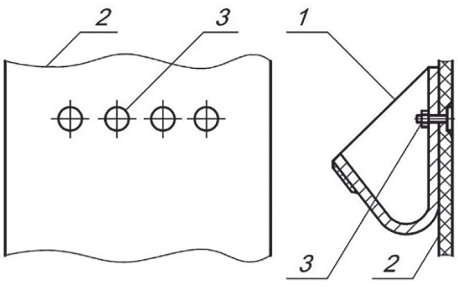
В связи с этим особенную актуальность приобрели исследования, направленные на снижение себестоимости горных работ за счет внедрения комбинированных транспортных технологий, обеспечивающих кратчайшие связи рабочих горизонтов шахт и карьеров с поверхностью при минимальном уровне энергетических затрат.

К перспективным видам транспорта, позволяющим перемещать насыпные грузы как в вертикальном, так и в крутонаклонном (под углом 60—82°) направлениях, относятся ленточные ковшовые элеваторы [7—9]. Они обладают большой производительностью, исключительной энергетической эффективностью, компактностью конструкции и высокими показателями долговечности при работе в агрессивной среде [7, 9, 10]. Применение этих машин в шахтах и карьерах снижает потребность в погрузочной технике, уменьшает расход энергии на подъем полезного ископаемого и трудоемкость горных работ [7, 9]. Среди главных достоинств элеваторов особого внимания заслуживают простота автоматизации [7, 10] и широкие возможности их эффективного использо-

вания при роботизированной разработке месторождений [11 — 13].

Вместе с тем специалистам в области непрерывного транспорта известен ряд недостатков ковшовых элеваторов, связанных с особенностями их конструкции. Существенные неудобства при перемещении горной массы в шахтах, карьерах и на обогатительных фабриках может вызывать необходимость дозирования груза для предотвращения отрыва или заклинивания ковшей [14]. Одной из самых больших проблем эксплуатации элеваторов является обеспечение их устойчивости при частых смещениях центра масс относительно продольной оси машины [15]. Нередко причиной неисправностей и отказов элеваторов становятся значительные знакопеременные механические нагрузки, весьма неравномерно действующие на тяговый орган [16, 17], ковши [18, 19], натяжные шкивы [20, 21], узлы крепления ковшей [16, 22] и валы вращения барабанов [21, 23].

При подъеме скальных пород и руд черных и цветных металлов с насыпной плотностью 1800 — 3500 кг/м^3 и высоким сопротивлением черпанию опасность возникновения предельных напряжений и деформаций в перечисленных элементах конструкции элеватора возрастает, особенно при скорости движения тяговой ленты более 0,6 — 0,9 м/с. Для повышения производительности элеваторов и снижения эксплуатационных затрат важно модернизировать узлы, работающие под максимальной нагрузкой [9, 16, 24].



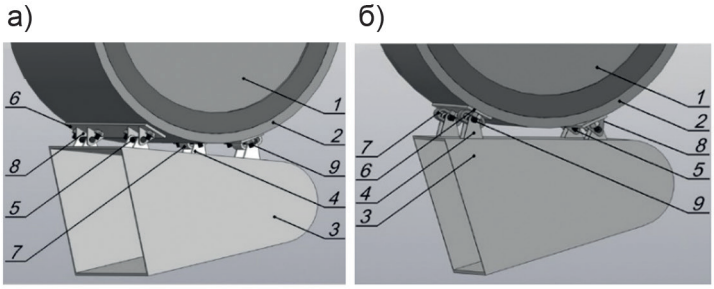
1 – ковш; 2 – тяговая лента;
3 – болтовое соединение

Рис. 1. Жесткое соединение ковша с тяговой лентой элеватора

Fig. 1. Rigid connection between the bucket and the elevator drive belt

При анализе патентной и научно-технической литературы, посвященной распределению циклических усилий и деформаций в силовом каркасе ленточных элеваторов, была выделена группа перспективных инженерных решений, направленных на снижение концентрации локальных напряжений в тяговом органе и ковшах. Особого внимания заслуживает техническое предложение профессора Санкт-Петербургского горного университета Ю.Д. Тарасова [25, 26], связанное с заменой традиционного жесткого способа крепления ковшей к тяговой ленте (рис. 1) на более надежный с использованием двух опор, одна из которых является шарнирно-подвижной, а другая — шарнирно-неподвижной.

На базе этого предложения сотрудниками Красноярского института цветных металлов (Сибирский федеральный университет) было разработано шарнирное крепление для ковшей быстроходного ленточного элеватора [9]. На каждую опору приходится по два однотипных соосных шарнирных узла, размещаемых на одинаковом расстоянии от плоскости симметрии ковша (рис. 2). Базовыми элементами шарнирных узлов являются установленная на задней (опорной) стенке ковша пара стоек с пальцем и опорная планка, присоединенная к тяговой ленте с помощью элеваторных болтов, воспринимающих полную нагрузку на данную опору. Геометрическую связь пальцев с планкой в шарнирно-подвижной опоре обеспечивают две продольные направляющие, а в шарнирно-неподвижной — четыре держателя.



1 – натяжной барабан диаметром 500 мм;
2 – тяговая лента;
3 – ковш емкостью 24,2 л;
4 – стойка; 5 – палец;
6 – опорная планка;
7 – направляющая шарнирно-подвижной опоры;
8 – держатель шарнирно-неподвижной опоры;
9 – болтовое соединение

Рис. 2. Шарнирное крепление ковша с задней (а) или передней (б) шарнирно-подвижной опорой
Fig. 2. Articulated bucket mounting with a rear (a) or front (б) articulated support

Работа элеватора связана с перемещением ковшей по замкнутому пути с прямолинейными и криволинейными участками. За полный цикл движения ковша расстояние между его передней и задней опорными точками на тяговой ленте изменяется четыре раза. Сближение опорных точек при огибании барабанов сопровождается синхронным перемещением пальцев шарнирно-подвижной опоры по направляющим пазам. Это предотвращает заклинивание ленты и разрушение крепления. После схода ковша с барабана пальцы и планка с продольными направляющими возвращаются в исходное положение.

Авторы провели сравнительную оценку напряженно-деформированного состояния транспортных сосудов с жестким и шарнирным способами присоединения к тяговой ленте [9] и установили, что замена жестких креплений ковшей элеватора на шарнирные приводит к многократному (более чем на порядок) понижению максимальных напряжений в болтовых соединениях опорных узлов и пиковых нагрузок на тяговый орган. Исходя из этого был сделан предварительный вывод о том, что применение шарнирных креплений позволяет увеличить технический ресурс ленточного элеватора, уменьшить мощность электродвигателя и массу конструкции без потери производительности или повысить производительность за счет увеличения вместимости сосудов и скорости движения ленты без замены электродвигателя. Использование быстроходных элеваторов с шарнирно-сочлененными ковшами повышенной вместимости в шахтах, карьерах и на обогатительных фабриках существенно снижает удельный расход энергии на предварительное дробление и транспортировку сырья.

Полученные результаты послужили исходным материалом для проведения исследований, посвященных определению рациональной схемы размещения шарнирных узлов на ковшах ленточного элеватора и уточнению выводов, сделанных на предыдущих этапах работы.

Усилия и напряжения в болтах шарнирного крепления ковша с задней шарнирно-подвижной опорой

При соединении ковша элеватора с тяговой лентой с помощью подвижных и неподвижных шарниров шарнирно-подвижная опора может занимать переднее или заднее положение относительно направления движения транспортных сосудов. Анализ работ Ю.Д. Тарасова [25, 26], крупного специалиста в области рудничных транспортных систем непрерывного действия, выявил отсутствие единообразного порядка расстановки указанных шарниров: если в первой публикации [25] задняя по ходу движения ковша шарнирная опора являлась под-

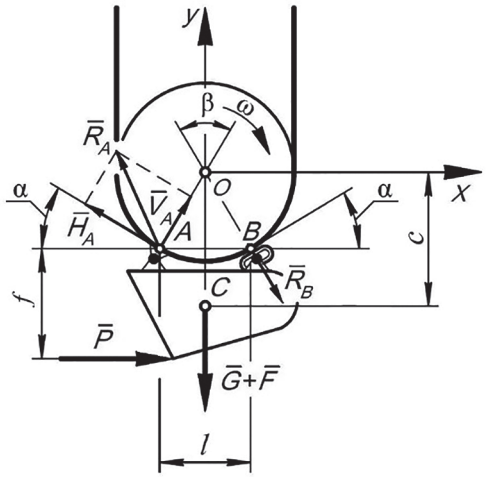


Рис. 3. Расчетная схема для определения максимальных напряжений в болтах крепления ковша с задней шарнирно-подвижной опорой

Fig. 3. Schematic diagram for determining the maximum stresses in the bolts securing the bucket with a rear hinged support

вижной, то во второй [26] — неподвижной. Для определения оптимальной схемы установки опор был проведен сравнительный анализ напряженно-деформированного состояния шарнирных креплений при пиковых нагрузках, которые возникают при внедрении режущей кромки ковша в навал зачерпываемого груза. Этот процесс достаточно точно описывается как неупругий динамический удар ковша о груз.

На транспортный сосуд элеватора в фазе зачерпывания оказывают воздействие силы тяжести *G*, инерции *F* и сопротивления черпанию *P*. Сила трения, действующая на ковши в пункте погрузки, является составной частью силы *P*. Суммарное действие указанных сил создает в болтах передней *A* и задней *B* опор ковша напряжения различной величины. Максимальных значений эти напряжения достигают при сонаправленном действии сил тяжести *G* и инерции *F* [27]. Вектор силы сопротивления черпанию *P* при этом направлен по нормали к прямой линии *OC*, соединяющей центр *O* натяжного барабана элеватора с центром масс *C* материальной системы «шарнирное крепление — транспортный сосуд».

Для ковша с задним размещением подвижных шарниров (см. рис. 2, *а*) была составлена схема реакции опор на пиковое внешнее усилие (рис. 3). Вектор силы реакции R_A в болтах шарнирно-неподвижной опоры *A* представлен на схеме геометрической суммой поперечной H_A и продольной V_A составляющих. Вектор силы реакции R_B на внешнее усилие в шарнирно-подвижной опоре *B* не имеет поперечной составляющей и направлен вдоль болтов по нормали к опорной планке и направляющим.

Для корректности сравнения напряжений в болтах шарнирных креплений место установки опор *A* и *B* относительно центра масс *C* ковша было выбрано таким образом, чтобы хорда *AB*, стягивающая дугу окружности на цилиндрической поверхности натяжного барабана, находилась в горизонтальном положении и была перпендикулярна прямой *OC* — линии действия векторов сил *G* и *F* (см. рис. 3). В этом случае значения плеч момента силы сопротивления черпанию *P* относительно шарнирных опор *A* и *B* одинаковы и равны *f*. Отметим, что при длине *l* горизонтальной хорды *AB* плечо моментов сил тяжести *G* и инерции *F* относительно опор *A* и *B* составит $0{,}5 \cdot l$. Условие равновесия плоской системы сил для ковша с шарнирными опорами *A* и *B* имеет следующий вид:

$$\begin{cases} \sum F_{kx} = R_B \cdot \sin\alpha + P + V_A \cdot \sin\alpha - H_A \cdot \cos\alpha = 0, \\ \sum F_{ky} = -R_B \cdot \cos\alpha - (G+F) + V_A \cdot \cos\alpha + H_A \cdot \sin\alpha = 0, \\ \sum m_A\left(\overline{F_k}\right) = P \cdot f - (G+F) \cdot 0{,}5 \cdot l - R_B \cdot l \cdot \cos\alpha = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где ΣF_{kx} и ΣF_{ky} — сумма проекций векторов сил на оси *Ox* и *Oy* соответственно; α — угол наклона опорных планок шарниров к хорде *AB*; $\sum m_A\left(\overline{F_k}\right)$ — сумма моментов сил относительно опоры *A*.

Решив систему уравнений (1), найдем:

$$\begin{cases} R_B = \dfrac{P \cdot f - (G+F) \cdot 0{,}5 \cdot l}{l \cdot \cos\alpha}, \\ H_A = \dfrac{2 \cdot R_B \cdot \sin\alpha + (G+F) \cdot tg\alpha + P}{\cos\alpha + tg\alpha \cdot \sin\alpha}, \\ V_A = R_B - \left(\dfrac{2 \cdot R_B \cdot \sin\alpha + (G+F) \cdot tg\alpha + P}{\cos\alpha + tg\alpha \cdot \sin\alpha} \right) \cdot tg\alpha + \dfrac{G+F}{\cos\alpha}. \end{cases} \quad (2)$$

Определяем усилия и напряжения в болтах шарнирно-неподвижной опоры *A*:

- продольная сила

$$N_A = \frac{V_A}{n_A} = \frac{R_B - \left(\dfrac{2 \cdot R_B \cdot \sin\alpha + (G+F) \cdot tg\alpha + P}{\cos\alpha + tg\alpha \cdot \sin\alpha} \right) \cdot tg\alpha + \dfrac{G+F}{\cos\alpha}}{n_A}, \text{ Н}, \quad (3)$$

где n_A — число болтов в креплении опоры *A*;

- поперечная сила

$$Q_A = \frac{H_A}{n_A} = \frac{2 \cdot R_B \cdot \sin\alpha + (G+F) \cdot tg\alpha + P}{n_A \cdot (\cos\alpha + tg\alpha \cdot \sin\alpha)}, \text{ Н}; \quad (4)$$

- нормальное напряжение в поперечном сечении болтов

$$\sigma_A = \frac{N_A}{S} = \frac{R_B - \left(\dfrac{2 \cdot R_B \cdot \sin\alpha + (G+F) \cdot tg\alpha + P}{\cos\alpha + tg\alpha \cdot \sin\alpha} \right) \cdot tg\alpha + \dfrac{G+F}{\cos\alpha}}{0{,}25 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot n_A}, \text{ Па}, \quad (5)$$

где $S = 0{,}25 \cdot \pi \cdot d^2$ — площадь сечения болта; *d* — диаметр болта;

- касательное напряжение в поперечном сечении болтов

$$\tau_A = \frac{Q_A}{S} = \frac{2 \cdot R_B \cdot \sin\alpha + (G+F) \cdot tg\alpha + P}{0{,}25 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot n_A \cdot (\cos\alpha + tg\alpha \cdot \sin\alpha)}, \text{ Па}. \quad (6)$$

Эквивалентное напряжение в опоре *A* при совместном действии осевых и поперечных нагрузок

$$\sigma_A^{н\text{-}п} = \sqrt{\sigma_A^2 + 3 \cdot \tau_A^2}. \quad (7)$$

С учетом уравнений (5) и (6) формулу (7) можно представить в следующем виде:

$$\sigma_A^{и\text{-}п} =$$

$$= \sqrt{\left[\frac{R_B - \left(\frac{2\cdot R_B\cdot\sin\alpha + (G+F)\cdot tg\alpha + P}{\cos\alpha + tg\alpha\cdot\sin\alpha}\right)\cdot tg\alpha + \frac{G+F}{\cos\alpha}}{0{,}25\cdot\pi\cdot d^2\cdot n_A}\right]^2 + 48\cdot\left[\frac{2\cdot R_B\cdot\sin\alpha + (G+F)\cdot tg\alpha + P}{\pi\cdot d^2\cdot n_A\cdot(\cos\alpha + tg\alpha\cdot\sin\alpha)}\right]^2}$$

, Па. (8)

Определяем усилия и напряжения в болтах шарнирно-подвижной опоры *B*:

- продольная сила

$$N_B = \frac{R_B}{n_B} = \frac{P\cdot f - (G+F)\cdot 0{,}5\cdot l}{n_B\cdot l\cdot\cos\alpha}, \text{ Н}, \quad (9)$$

где $n_в$ — число болтов в креплении опоры *B*;

- нормальное напряжение в поперечном сечении болтов

$$\sigma_B = \frac{N_B}{S} = \frac{P\cdot f - (G+F)\cdot 0{,}5\cdot l}{0{,}25\cdot\pi\cdot d^2\cdot n_B\cdot l\cdot\cos\alpha}, \text{ Па}. \quad (10)$$

Так как напряженное состояние болтового соединения подвижных шарниров определяет только продольная сила, эквивалентное напряжение в опоре *B*

$$\sigma_в^{и\text{-}п} = \sigma_B = \frac{P\cdot f - (G+F)\cdot 0{,}5\cdot l}{0{,}25\cdot\pi\cdot d^2\cdot n_B\cdot l\cdot\cos\alpha}, \text{ Па}. \quad (11)$$

Усилия и напряжения в болтах шарнирного крепления ковша с передней шарнирно-подвижной опорой

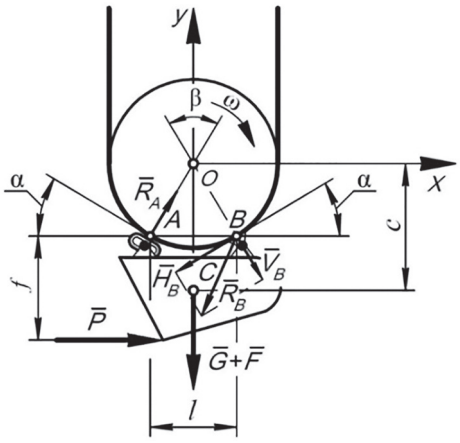


Рис. 4. Расчетная схема для определения максимальных напряжений в болтах крепления ковша с передней шарнирно-подвижной опорой

Fig. 4. Schematic diagram for determining the maximum stresses in the bolts securing the bucket with a front hinged support

Расчетная схема (рис. 4) и формулы для определения эквивалентных напряжений в болтовых соединениях при использовании второй возможной схемы расстановки опор, когда передняя по ходу движения транспортных сосудов опора *A* является шарнирно-подвижной, а задняя опора *B* — шарнирно-неподвижной (см. рис. 2, *б*), были получены при сравнении шарнирного способа крепления ковшей с жестким способом крепления (см. рис. 1) и опубликованы в работе [9, с. 104—106].

Применительно к схеме на рис. 4 формулы для расчета эквивалентных напряжений в болтах подвижной *A* и неподвижной *B* шарнирных опор при зачерпывании груза приобрели следующий вид:

$$\sigma_A^{\text{п-н}} = \frac{P \cdot f + (G+F) \cdot 0{,}5 \cdot l}{0{,}25 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot n_A \cdot l \cdot \cos\alpha}, \text{ Па} \quad (12)$$

$$\sigma_B^{\text{п-н}} =$$

$$= \sqrt{\left[\frac{R_A - \left(\frac{2 \cdot R_A \cdot \sin\alpha - (G+F) \cdot tg\alpha + P}{\cos\alpha + tg\alpha \cdot \sin\alpha}\right) \cdot tg\alpha - \frac{G+F}{\cos\alpha}}{0{,}25 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot n_B}\right]^2 + 48 \cdot \left[\frac{2 \cdot R_A \cdot \sin\alpha - (G+F) \cdot tg\alpha + P}{\pi \cdot d^2 \cdot n_B \cdot (\cos\alpha + tg\alpha \cdot \sin\alpha)}\right]^2}, \text{ Па}, \quad (13)$$

где $R_A = \frac{P \cdot f + (G+F) \cdot 0{,}5 \cdot l}{l \cdot \cos\alpha}$ — сила реакции на внешнее усилие в шарнирно-подвижной опоре *A*, Н.

Обоснование рациональной схемы установки шарнирных опор на ковше

В процессе подготовки исходных данных, необходимых для численной оценки напряжений в болтовых соединениях опор ковша при пиковых нагрузках в фазе зачерпывания, представленная в работе [9] конструкция нижней части ленточного элеватора (см. рис. 2) была модернизирована. С помощью системы автоматизированного проектирования Компас-3D v21 были созданы две ее трехмерные модели, в одной из которых использовался ковш с задним размещением подвижных шарниров (рис. 5, *а*), а в другой — с передним (рис. 5, *б*). В обоих вариантах транспортную емкость выполняли из стального листа толщиной 5 мм (Сталь 10 по ГОСТ 1050-2013 плотностью ρ_c = 7856 кг/м^3). Обе опоры емкости были присоединены с помощью элеваторных болтов диаметром d = 0,01 м к тяговой ленте, огибающей натяжной барабан. Количество болтов в креплении опоры *A* n_A = 4, в креплении опоры *B* n_B = 4.

При создании компьютерных моделей осуществили замену натяжного барабана на аналог большего диаметра ($D_б$ = = 0,630 м). Это позволило уменьшить напряжения изгиба в тяговой ленте толщиной 15 мм и повысить количество транспортных сосудов, загружаемых за один оборот барабана. Следствием проведенной замены стало увеличение рас-

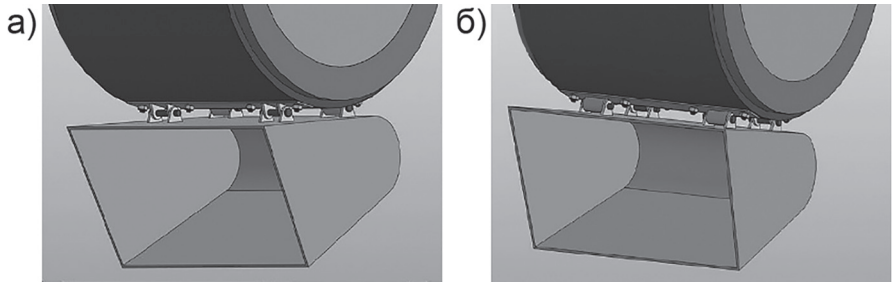


Рис. 5. Компьютерные модели модернизированного узла элеватора, содержащего транспортный сосуд емкостью 27,2 л с задней (а) и передней (б) шарнирно-подвижной опорой, прикрепленный к ленте, огибающей натяжной барабан диаметром 630 мм

Fig. 5. Computer models of a modernized elevator unit containing a 27,2 L transport vessel with a rear (a) and front (б) hinged support, attached to a conveyor belt wrapped around a tension drum with a diameter of 630 mm

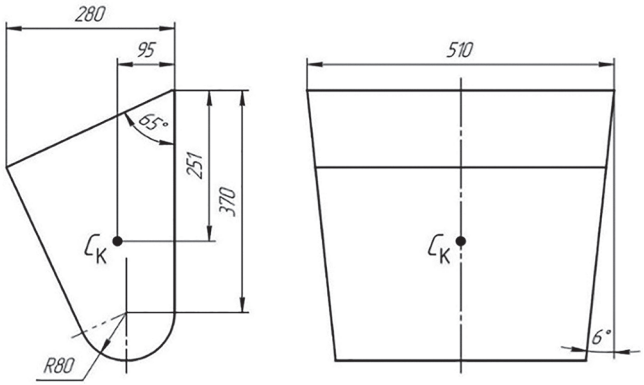


Рис. 6. Внешние размеры ковша емкостью 27,2 л и координаты его центра масс $C_к$ при толщине стенки 5 мм

Fig. 6. External dimensions of a 27,2 L bucket and the coordinates of its center of mass $C_к$ with a wall thickness of 5 mm

стояния *c* от центра *O* до центра *C* и снижение величины центрального угла β между опорами *A* и *B* ковшей до 30°. Длина хорды дуги *AB* l = 0,163 м, угол наклона опорных планок к хорде *AB* $\alpha = \beta/2 = \arcsin(l / D_б) = 15°$.

Для размещения опор на равном расстоянии от оси *OC* были изменены глубина и полезный объем базового сосуда, выполненного по ГОСТ 2036-77 (рис. 6).

И, наконец, были выбраны более практичные размеры направляющих, стоек и держателей (рис. 7). Это позволило снизить массу указанных деталей, защитить трущуюся поверхность пальцев и направляющих от пыли и грязи и обе-

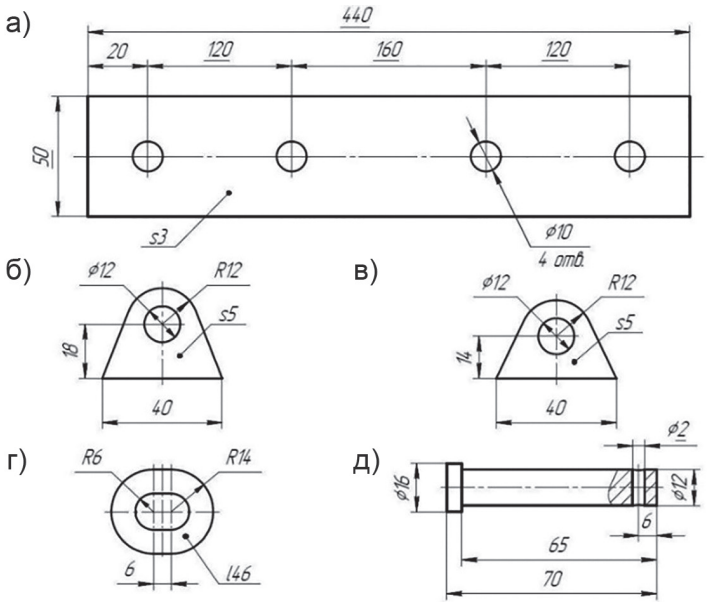


Рис. 7. Геометрические размеры опорной планки (а), стойки (б), держателя (в), продольной направляющей (г) и пальца (д), образующих узел крепления ковша

Fig. 7. Dimensions of the support plate (a), the upright (b), the bracket (c), the longitudinal guide (d) and the pin (e), which together form the bucket mounting assembly

спечить равноудаленность осей передних и задних шарнирных узлов от центра *O*. Расчетное расстояние между осями пальцев передней и задней опор составило 179,6 мм, рабочий ход пальцев подвижных шарниров — 2,1 мм.

На компьютерных моделях определили массу ковша с креплением m = 24,3 кг и положение центра масс *C* системы «шарнирное крепление — ковш». Центр *C*, как и центр $C_к$ на рис. 6, лежит в плоскости симметрии транспортной емкости, но смещен на 11 мм в сторону шарнирных опор; длина перпендикуляра от точки *C* до внешней стороны опорной стенки ковша равна 84 мм. Кроме того, были измерены длины f = 0,329 м и c = 0,437 м (см. рис. 3, 4). Подстановка численных значений параметров $n_А$, $n_В$, l, f и α в формулы (8), (11) — (13) позволила существенно упростить их.

Эквивалентное напряжение в болтах шарнирного крепления ковшей при заднем расположении шарнирно-подвижной опоры:

- в неподвижной опоре *A*

$$\sigma_A^{н-п} = \sqrt{\left(\frac{1{,}5508 \cdot P + 0{,}5176 \cdot (G+F)}{\pi \cdot d^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{2{,}0107 \cdot P}{\pi \cdot d^2}\right)^2}\ , \text{Па}; \qquad (14)$$

- в подвижной опоре *B*

$$\sigma_B^{н-п} = \frac{2{,}0896 \cdot P - 0{,}5176 \cdot (G+F)}{\pi \cdot d^2}\ , \text{Па}. \qquad (15)$$

Эквивалентное напряжение в болтах шарнирного крепления ковшей при переднем расположении шарнирно-подвижной опоры:

- в подвижной опоре *A*

$$\sigma_A^{п-н} = \frac{2{,}0896 \cdot P + 0{,}5176 \cdot (G+F)}{\pi \cdot d^2}\ , \text{Па}; \qquad (16)$$

- в неподвижной опоре *B*

$$\sigma_B^{п-н} = \sqrt{\left(\frac{1{,}5508 \cdot P - 0{,}5176 \cdot (G+F)}{\pi \cdot d^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{2{,}0107 \cdot P}{\pi \cdot d^2}\right)^2}\ , \text{Па}. \qquad (17)$$

Внешние силы, действующие на ковш:

- вес ковша

$$G = m \cdot g = 24{,}3 \cdot 9{,}8 = 238\ \text{Н}, \qquad (18)$$

где g = 9,8 м/с^2 — ускорение свободного падения;

- сила инерции

$$F = m \cdot a_C = 24{,}3 \cdot 27{,}529 = 669\ \text{Н}, \qquad (19)$$

где $a_с = \omega^2 \cdot c = 7{,}937^2 \cdot 0{,}437 = 27{,}529$ м/с^2 — центробежное ускорение центра масс *C* ковша с шарнирным креплением, здесь $\omega = 2 \cdot v/D_б = 2 \cdot 2{,}5/0{,}630 = 7{,}937$ с$^{-1}$ — угловая скорость вращения барабана; v = 2,5 м/с — скорость движения тяговой ленты;

- сила сопротивления черпанию

$$P = N_ч / u = 5000 / 3{,}468 = 1442\ \text{Н}, \qquad (20)$$

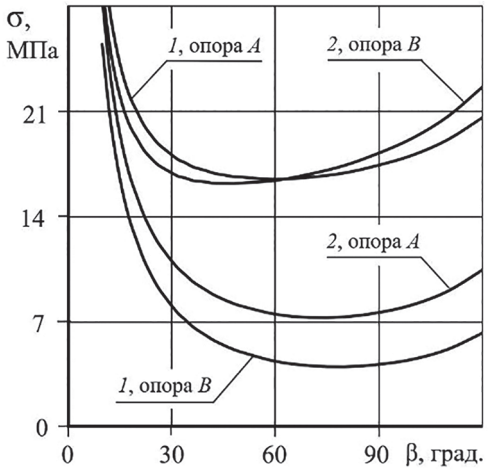


Рис. 8. Графики зависимости эквивалентных напряжений σ в болтах шарнирного крепления от центрального угла β между опорами A и B при пиковой нагрузке на ковш с задними (1) и передними (2) подвижными шарнирами ($N_ч$ = 5 кВт, v = 2,5 м/с)

Fig. 8. Graphs showing the relationship between the equivalent stresses σ in the bolts of the hinged mounting and the central angle β between supports A and B under peak load on the bucket with a rear (1) and front (2) movable hinge ($N_ч$ = 5 kW, v = 2.5 m/s)

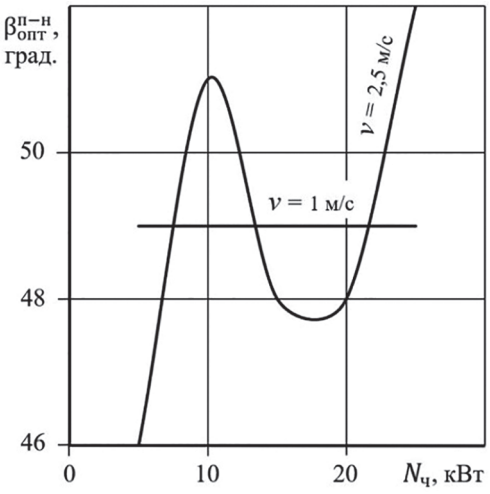


Рис. 9. Влияние мощности черпания $N_ч$ на величину оптимального угла $\beta_{опт}^{п-н}$ при постоянной скорости движения v тяговой ленты

Fig. 9. Effect of the pulling power $N_ч$ on the optimal angle $\beta_{опт}^{п-н}$ at a constant speed v of the traction belt

где $N_ч$ = 5000 Вт — мощность черпания; $u = \omega \cdot c$ = 7,937·0,437 = 3,468 м/с — окружная скорость зачерпывания.

После подстановки значений внешних сил G, F и P в уравнения (14) — (17) получили:

$$\sigma_A^{н-п} = \frac{5703}{\pi \cdot d^2}, \text{ Па;} \qquad (21)$$

$$\sigma_B^{н-п} = \frac{2543}{\pi \cdot d^2}, \text{ Па;} \qquad (22)$$

$$\sigma_A^{п-н} = \frac{3482}{\pi \cdot d^2}, \text{ Па;} \qquad (23)$$

$$\sigma_B^{п-н} = \frac{5322}{\pi \cdot d^2}, \text{ Па.} \qquad (24)$$

Из сопоставления числителей в уравнениях (21) и (24) следует, что при зачерпывании груза величина пикового напряжения в болтах шарнирно-неподвижной опоры изменяется в зависимости от принятой схемы установки шарнирных узлов на ковше. Сравнение числителей в формулах (22) и (23) позволяет сделать аналогичный вывод для болтов подвижной опоры. Отметим, что при переднем положении шарнирно-подвижной опоры максимальное напряжение в креплении имеет более низкое значение ($\sigma_B^{п-н} < \sigma_A^{н-п}$).

Расчет пиковых эквивалентных напряжений σ при варьировании центрального угла β между опорами A и B выявил экстремальный характер зависимости σ = f(β) для обоих типов шарниров независимо от схемы их размещения на ковше. В рассматриваемом примере точка минимума у неподвижных шарниров соответствует углам $\beta_A^{н-п}$ = 62° и $\beta_B^{п-н}$ = 46°, у подвижных шарниров — углам $\beta_B^{н-п}$ = 79° и $\beta_A^{п-н}$ = 74° (рис. 8). Так как при зачерпывании груза максимальные пиковые напряжения σ концентрируются в шарнирно-неподвижной опоре, оптимальным для ковша с задними подвижными шарнирами яв-

ляется угол $\beta_A^{н-п} = \beta_{опт}^{н-п}$, а для ковша с передними подвижными шарнирами — угол $\beta_B^{п-н} = \beta_{опт}^{п-н}$.

При изменении скорости движения тяговой ленты v с 2,5 до 0,5 м/с и мощности черпания $N_ч$ с 5 до 25 кВт углы $\beta_{опт}^{н-п}$ становятся меньше 62°, а углы $\beta_{опт}^{п-н}$ больше 46°. С уменьшением скорости v чувствительность функций $\beta_{опт}^{н-п} = f(N_ч)$ и $\beta_{опт}^{п-н} = f(N_ч)$ к изменению аргумента $N_ч$ снижается. При $v < 1,5$ м/с эти функции перестают зависеть от аргумента и принимают постоянное значение $\beta_{опт}^{н-п} = \beta_{опт}^{п-н} = 49°$ (рис. 9).

При расчете напряжений минимум функции $\sigma = f(\beta)$ для наиболее нагруженной (шарнирно-неподвижной) опоры во всех вариантах достигался только при переднем размещении подвижных шарниров в диапазоне углов $\beta_{опт}^{п-н} = 46 — 52°$. Этот минимум отличался от минимального пикового напряжения в наиболее нагруженной опоре ковша с задними подвижными шарнирами не более чем на 0,1 — 2,0%.

Для обеспечения равноудаленного положения опор *A* и *B* от центра масс *C* при оптимальных значениях центрального угла $\beta_{опт}^{п-н}$ необходима транспортная емкость повышенной глубины с опорной стенкой длиной 450 — 490 мм. При неизменных прочих линейных и угловых размерах емкости, указанных на рис. 6, ее полезный объем составит 34 — 37,2 л. Заметим, что при использовании схемы с задней шарнирно-подвижной опорой для достижения оптимального угла $\beta_{опт}^{н-п} = 49 — 62°$ при скорости ленты 1,5 — 2,5 м/с требуются еще более глубокие ковши.

Для всесторонней оценки напряженно-деформированного состояния транспортных сосудов при зачерпывании было исследовано распределение внешних усилий в их шарнирных креплениях для двух сравниваемых схем. В качестве основного критерия сравнения использовался коэффициент неравномерности распределения пиковых нагрузок между опорами ковша $k_н$.

Так как опоры *A* и *B* расположены симметрично относительно центра масс *C*, болты в опорах однотипные и их количество одинаковое ($n_A = n_B$), коэффициент $k_н$ определяли по следующим формулам:

- для ковша с задней шарнирно-подвижной опорой

$$k_н^{н-п} = \sigma_A^{н-п} / \sigma_{ср}^{н-п}, \qquad (25)$$

где $\sigma_{ср}^{н-п} = 0,5 \cdot (\sigma_A^{н-п} + \sigma_B^{н-п})$ — номинальное напряжение в болтах шарнирно-неподвижной *A* и шарнирно-подвижной *B* опор, Па;

- для ковша с передней шарнирно-подвижной опорой

$$k_н^{п-н} = \sigma_B^{п-н} / \sigma_{ср}^{п-н}, \qquad (26)$$

где $\sigma_{ср}^{п-н} = 0,5 \cdot (\sigma_A^{п-н} + \sigma_B^{п-н})$ — номинальное напряжение в болтах шарнирно-подвижной *A* и шарнирно-неподвижной *B* опор, Па.

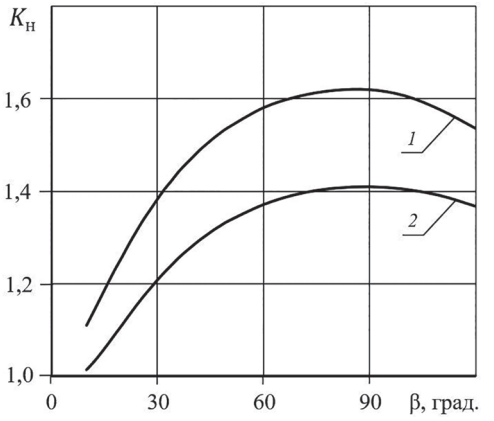


Рис. 10. Зависимость коэффициента неравномерности распределения пиковых нагрузок в креплении ковша $k_н$ от центрального угла β при заднем (1) и переднем (2) размещении подвижных шарниров ($N_ч = 5$ кВт, $v = 2,5$ м/с)

Fig. 10. Dependence of the coefficient of unevenness in the distribution of peak loads in the bucket mounting, $k_н$ on the central angle β for the rear (1) and front (2) positions of the movable hinge ($N_ч = 5$ kW, $v = 2,5$ m/s)

Коэффициент $k_н$ показывает, во сколько раз фактическая нагрузка на шарнирно-неподвижную опору отличается от номинальной. При равномерном (номинальном) распределении пиковых усилий между опорами $k_н = 1$.

Расчеты по формулам (25) и (26) позволили установить, что для более равномерного распределения нагрузок при зачерпывании необходимы ковши с передними подвижными шарнирами (рис. 10).

Показатель снижения коэффициента $k_н$ при изменении схемы установки шарнирных опор оценивали в процентах:

$$\Delta = (k_н^{н-п} - k_н^{п-н}) \cdot 100\% \qquad (27)$$

При скорости движения тяговой ленты 0,5—1,0 м/с показатель Δ не превысил 3,5%, стремясь к нулю с ростом мощности черпания. С увеличением скорости до 1,5—2,5 м/с значение Δ возрастало до 5—10% и более (рис. 11).

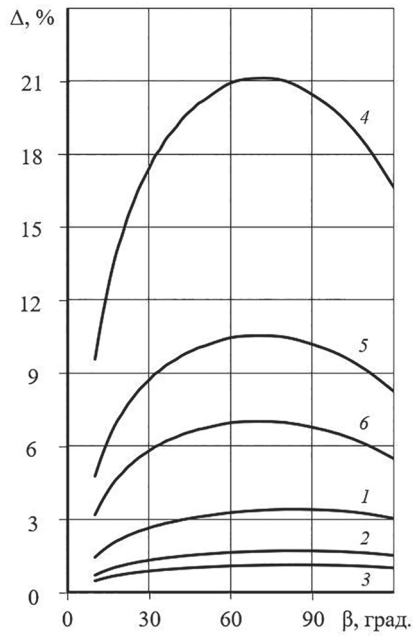


Рис. 11. Показатель снижения коэффициента $k_н$ при изменении схемы установки шарнирных опор Δ в зависимости от центрального угла β

Fig. 11. Reduction factor of coefficient $k_н$ upon changing the layout of hinged supports Δ as a function of central angle β

В диапазоне углов $\beta_{опт}^{н-п}$ и $\beta_{опт}^{п-н}$ значения коэффициента $k_н$ превысили 90% от максимума, который достигается при $\beta = 90°$ (см. рис. 10). Для повышения равномерности распределения пиковых нагрузок в ковшах с передними подвижными шарнирами было решено оптимизировать величину назначаемого центрального угла. При мощности черпания 5—25 кВт и скорости ленты 1,0—2,5 м/с данную величину принимали на 8—10° меньше расчетного оптимума $\beta_{опт}^{п-н}$. Это обеспечило снижение коэффициента неравномерности распределения пиковых нагрузок $k_н^{п-н}$ на 3,9—6,1% с повышением напряжения $\sigma_В^{п-н}$ в зоне шарнирно-неподвижной опоры всего на 0,4—2,0%. Другим, возможно, более эффективным решением проблемы неравномерного распределения нагрузок является асимметричная установка опор *A* и *B* относительно оси *OC*.

Заключение

1. Статические и динамические нагрузки на шарнирно-закрепленный ковш ленточного элеватора распределяются между двумя опорами — шарнирно-подвижной и шарнирно-неподвижной. При зачерпывании груза динамические силы достигают максимальных значений, вызывая пиковые напряжения в опорах, в большей степени в шарнирно-неподвижной. Среди многочисленных факторов, определяющих величину и распределение пиковых усилий в креплении ковша, по степени значимости выделяются следующие: схема установки шарнирных узлов на ковше; величина центрального угла β между шарнирными опорами; скорость перемещения транспортных сосудов.

2. Угол β имеет оптимум, соответствующий минимуму максимального напряжения в шарнирно-неподвижной опо-

ре ковша. При движении тяговой ленты со скоростью 1,0 — 2,5 м/с соотношение указанных минимумов для сосудов с задней и передней шарнирно-подвижной опорой составляет 1,001 — 1,020. Изменение схемы установки шарнирных опор при неоптимальных углах β оказывает более заметное влияние на величину пиковых напряжений в креплении ковша.

3. При применении натяжного барабана диаметром 630 мм, мощности черпания 5 — 25 кВт и скорости тяговой ленты 0,5 — 2,5 м/с оптимальный центральный угол у ковшей с задними подвижными шарнирами $\beta_{опт}^{н-п}$ = 49 — 62°, у ковшей с передними подвижными шарнирами — $\beta_{опт}^{п-н}$ = 46 — 52°. Разница углов $\beta_{опт}^{н-п}$ и $\beta_{опт}^{п-н}$ при скорости ленты 1,5 — 2,5 м/с определяет повышенные требования к минимальным размерам транспортной емкости с задней шарнирно-подвижной опорой, для выполнения которых необходимы ковши с более длинной опорной стенкой.

4. Другим преимуществом схемы с передним размещением подвижных шарниров является более равномерное распределение пиковых усилий между опорами ковша. При движении тяговой ленты со скоростью 1,5 — 2,5 м/с коэффициенты неравномерности нагрузок для двух сравниваемых схем установки опор отличаются на 5 — 10% и более.

5. Совокупность перечисленных сведений и выявленных закономерностей позволяет рекомендовать для быстроходных ленточных элеваторов ковши повышенной вместимости с передней шарнирно-подвижной опорой. Центральный угол между опорами следует принимать на 8 — 10° меньше $\beta_{опт}^{п-н}$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Лель Ю. И.*, *Сандригайло И. Н.*, *Терехин Е. Ю.*, *Осипов М. В.*, *Тарасов П. И.* Энергоемкость транспортных систем глубоких карьеров и пути ее снижения // Известия Уральской государственной горно-геологической академии. — 2000. — № 11. — С. 129 — 133.

2. *Дубинкин Д. М.*, *Дягилева А. В.*, *Дубинкин С. Д.*, *Тургенев И. А.* Влияние трассы разреза на скорость движения карьерного самосвала грузоподъемностью 220 т // Вестник Кузбасского государственного технического университета. — 2024. — № 6. — С. 110 — 119. DOI: 10.26730/1999-4125-2024-6-110-119.

3. *Вашлаев И. И.*, *Михайлов А. Г.*, *Демченко И. И.*, *Игнатова О. С.* Методика расчета расхода топлива карьерных автосамосвалов на основе приведения горнотехнических факторов к единому показателю // Вестник Кузбасского государственного технического университета. — 2025. — № 5. — С. 163 — 171. DOI: 10.26730/1999-4125-2025-5-163-171.

4. *Гоосен Е. В.*, *Каган Е. С.*, *Рожков А. А.* Стрессоустойчивость российской угольной отрасли в условиях энергоперехода, декарбонизации и экономических санкций // Горная промышленность. — 2023. — № S2. — С. 118 — 125. DOI: 10.30686/1609-9192-2023-S2-118-125.

5. *Федоров А. В.*, *Великосельский А. В.*, *Макаров А. М.*, *Коркина Т. А.* Управление развитием угледобывающего производственного объединения в условиях возрастания неопределенности рыночной среды // Уголь. — 2023. — № 3. — С. 38 — 44. DOI: 10.18796/0041-5790-2023-3-38-44.

6. *Ооржак В. О.* Геолого-экономическая оценка перспектив освоения и рисков развития месторождений золота в Республике Тыва // Горная промышленность. — 2025. — № 5. — С. 119 — 123. DOI: 10.30686/1609-9192-2025-5-119-123.

7. *Факторович А. М.* Конвейерный транспорт по вертикальным шахтным стволам // Записки Горного института. — 1967. — Т. 54. — № 1. — С. 13 — 17.

8. *Семакина О. К.*, *Горлушко Д. А.* Оборудование перерабатывающих производств. Переработка минерального сырья. — М.: Юрайт, 2025. — 90 с.

9. *Морин А. С.*, *Исрафилов Р. Г.*, *Фоменко А. И.*, *Герасимова Т. А.*, *Штреслер К. А.* О целесообразности шарнирного крепления ковшей ленточного элеватора // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2026. — № 3. — С. 97 — 114. DOI: 10.25018/0236_1493_2026_3_0_97.

10. *Факторович А. М.* Применение канатных ковшовых элеваторов для шахтного подъема // Записки Горного института. — 1959. — Т. 39. — № 1. — С. 153 — 159.

11. *Лигоцкий Д. Н.*, *Долгушин Н. А.* Анализ опыта внедрения беспилотной техники на карьерах и оценка влияния на параметры систем открытой разработки месторождений // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. — 2025. — № 30. — С. 99—105. DOI: 10.26160/2658-3305-2025-30-99-105.

12. *Воронов А. Ю.*, *Воронов Ю. Е.*, *Сыркин И. С.*, *Назаренко С. В.*, *Юнусов И. Ф.* Обзор систем безлюдных грузовых перевозок на карьерах // Уголь. — 2022. — № S12. — С. 30—36. DOI: 10.18796/0041-5790-2022-S12-30-36.

13. *Клебанов А. Ф.*, *Бондаренко А. В.*, *Жуковский Ю. Л.*, *Клебанов Д. А.* Организация удаленных центров управления горным предприятием: стратегические предпосылки и этапы реализации // Горная промышленность. — 2024. — № 4. — С. 174—183. DOI: 10.30686/1609-9192-2024-4-174-183.

14. *Рябцев В. Г.*, *Маркин М. А.* Патент на изобретение № 2734155 B65G 43/04; B65G 17/12 (РФ). Ковшовый элеватор. № 2019145466; заявл. 27.12.2019; опубл. 13.10.2020. Бюл. № 29.

15. *Kurhan V., Sydorenko I., Kurgan V., Dudko R., Bershak S.* Optimal layout of the head drive for a self-supporting bucket elevator of high productivity // Journal of Engineering Sciences. 2024, vol. 11, no. 2, pp. A22—A29. DOI: 10.21272/jes.2024.11(2).a3.

16. *Исрафилов Р. Г.*, *Шигин А. О.* Модернизация узлов крепления ковшей к органам тяги ковшовых элеваторов // Горное оборудование и электромеханика. — 2022. — № 5. — С. 17—22. DOI: 10.26730/1816-4528-2022-5-17-22.

17. *Arunyanart P., Kongkaew N., Sudsawat S.* Optimizing bucket elevator performance through a blend of discrete element method, response surface methodology and firefly algorithm approaches // Computers, Materials & Continua. 2024, vol. 80, no. 2, pp. 3379—3403. DOI: 10.32604/cmc.2024.054337.

18. *Boslovyak P. V.*, *Shagimardanov V. R.* Calculation and comparative analysis of bucket of the belt elevator // IOP Conference Series: Materials Science Engineering. 2021, vol. 1129, no. 1, article 012069. DOI: 10.1088/1757-899X/1129/1/012069.

19. *Яблонев А. Л.*, *Некрасова А. И.* Повышение эффективности и надежности ковшового элеватора скреперно-бункерной машины для уборки фрезерного торфа // Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки». — 2021. — № 3. — С. 44—51. DOI: 10.46573/2658-5030-2021-44-51.

20. *Chikelu P. O.*, *Nwigbo S. C.*, *Obot O. W.*, *Okolie P. C.*, *Chukwuneke J. L.* Modeling and simulation of belt bucket elevator head shaft for safe life operation // Scientific Reports. 2023, vol. 13, pp. 1083.1—1083.25. DOI: 10.1038/s41598-022-26060-x.

21. *Patel Sn., Patel Sum., Patel J.* Productivity Improvement of bucket elevator by modified design // International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering. 2013, vol. 3, no. 1, pp. 128—133.

22. *Chavhan H. K.*, *More K. C.*, *Patil U. U.* Design and analysis of bucket elevator // International Journal of Scientific and Technology Research. 2020, vol. 9, no. 3, pp. 3296—3301.

23. *Chaudhary H., Dhumal A., Mali N., Waghe T.* Optimisation of rectangular bucket elevator system by analysing bucket and shafts // International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET). 2021, vol. 8, no. 5, pp. 4360—4363.

24. *Морин А. С.*, *Исрафилов Р. Г.*, *Альшанская А. А.* Установка для испытания шарнирных крепежных узлов ковшей горных элеваторов при высоких нагрузках // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. — 2023. — № 19. — С. 190—194. DOI: 10.26160/2658-3305-2023-19-190-194.

25. *Тарасов Ю. Д.* Патент на изобретение № 2406673 B65G 17/36 (РФ). Ковшовый элеватор для кусковых грузов. № 2008153001; заявл. 31.12.2008; опубл. 20.12.2010. Бюл. № 35.

26. *Тарасов Ю. Д.*, *Исрафилов Р. Г.* Патент на изобретение № 2478550 B65G 17/36 (РФ). Ковшовый ленточный элеватор с увеличенной вместимостью ковшей. № 2011144009; заявл. 31.10.2011; опубл. 10.04.2013. Бюл. № 10.

27. *Берестова С. А.*, *Денисов Ю. В.* Принцип Даламбера. Инженерные задачи. — Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2016. — 92 с. ГИАБ

REFERENCES

1. Lel Yu. I., Sandrigaylo I. N., Terekhin E. Yu., Osipov M. V., Tarasov P. I. Energy intensity of transportation systems in deep open-pit mines and methods for its reduction. *Izvestiya Uralskoi Gosudarstvennoi Gorno-Geologicheskoi Akademii*. 2000, no. 11, pp. 129—133. [In Russ].

2. Dubinkin D. M., Diaghileva A. V., Dubinkin S. D., Turgenev I. A. The effect of the track coal mine on the speed of movement of a quarry dump truck with a load capacity of 220 tons. *Bulletin of the Kuzbass State Technical University*. 2024, no. 6, pp. 110 — 119. [In Russ]. DOI: 10.26730/1999-4125-2024-6-110-119.

3. Vashlaev I. I., Mikhailov A. G., Demchenko I. I., Ignatova O. S. Methodology for calculating fuel consumption of quarry dump trucks based on reducing mining factors to a single indicator. *Bulletin of the Kuzbass State Technical University*. 2025, no. 5, pp. 163 — 171. [In Russ]. DOI: 10.26730/1999-4125-2025-5-163-171.

4. Goosen E. V., Kagan E. S., Rozhkov A. A. Resilience of the Russian coal industry in the context of energy transition, decarbonization and economic sanctions. *Russian Mining Industry Journal*. 2023, no. S2, pp. 118 — 125. [In Russ]. DOI: 10.30686/1609-9192-2023-S2-118-125.

5. Fedorov A. V., Velikoselsky A. V., Makarov A .M., Korkina T. A. Managing the development of a coal mining production association in conditions of increasing market uncertainty. *Ugol'*. 2023, no. 3, pp. 38 — 44. [In Russ]. DOI: 10.18796/0041-5790-2023-3-38-44.

6. Oorzhak V. O. Geological and economic assessment of the development prospects and risks of developing gold deposits in the Republic of Tyva. *Russian Mining Industry Journal*. 2025, no. 5, pp. 119 — 123. [In Russ]. DOI: 10.30686/1609-9192-2025-5-119-123.

7. Factorovich A. M. Conveyor transportation in vertical mine shafts. *Journal of Mining Institute*. 1967, vol. 54, no. 1, pp. 13 — 17. [In Russ].

8. Semakina O. K., Gorlushko D. A. *Oborudovanie pererabatyvayushchikh proizvodstv. Pererabotka mineral'nogo syr'ya* [Equipment of processing industries. Processing of mineral raw materials], Moscow, Yurayt, 2025, 90 p.

9. Morin A. S., Israfilov R. G., Fomenko A. I., Gerasimova T. A., Shtresler K. A. Practicability of hinging of buckets on belt elevators. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2026, no. 3, pp. 97 — 114. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2026_3_0_97.

10. Faktorovich A. M. Application of rope bucket elevators for mine hoisting. *Journal of Mining Institute*. 1959, vol. 39, no. 1, pp. 153 — 159. [In Russ].

11. Ligotsky D. N., Dolgushin N. A. Analysis of the experience of introducing unmanned equipment at open-pit mines and assessment of the impact on the parameters of the open pit development systems. *Transport, Mining and Construction Engineering: Science and Production*. 2025, no. 30, pp. 99 — 105. [In Russ]. DOI: 10.26160/2658-3305-2025-30-99-105.

12. Voronov A. Yu., Voronov Yu. E., Syrkin I. S., Nazarenko S. V., Yunusov I. F. A review of unmanned haulage systems at open-pit mines. *Ugol'*. 2022, no. S12, pp. 30 — 36. [In Russ]. DOI: 10.18796/0041-5790-2022-S12-30-36.

13. Klebanov A. F., Bondarenko A. V., Zhukovsky Yu. L., Klebanov D. A. Establishing remote control centers of a mining operation: strategic prerequisites and implementation stages. *Russian Mining Industry Journal*. 2024, no. 4, pp. 174 — 183. [In Russ]. DOI: 10.30686/1609-9192-2024-4-174-183.

14. Ryabtsev V. G., Markin M. A. *Patent for invention RU 2734155 B65G 43/04; B65G 17/12*. 13.10.2020. [In Russ].

15. Kurhan V., Sydorenko I., Kurgan V., Dudko R., Bershak S. Optimal layout of the head drive for a self-supporting bucket elevator of high productivity. *Journal of Engineering Sciences*. 2024, vol. 11, no. 2, pp. A22 — A29. DOI: 10.21272/jes.2024.11(2).a3.

16. Israfilov R. G., Shigin A. O. Modernization of bucket attachment units to bucket elevator traction elements. *Mining Equipment and Electromechanics*. 2022, no. 5, pp. 17 — 22. [In Russ]. DOI: 10.26730/1816-4528-2022-5-17-22.

17. Arunyanart P., Kongkaew N., Sudsawat S. Optimizing bucket elevator performance through a blend of discrete element method, response surface methodology and firefly algorithm approaches. *Computers, Materials & Continua*. 2024, vol. 80, no. 2, pp. 3379 — 3403. DOI: 10.32604/cmc.2024.054337.

18. Boslovyak P. V., Shagimardanov V. R. Calculation and comparative analysis of bucket of the belt elevator. *IOP Conference Series: Materials Science Engineering*. 2021, vol. 1129, no. 1, article 012069. DOI: 10.1088/1757-899X/1129/1/012069.

19. Yablonev A. L., Nekrasova A. I. Increasing the efficiency and reliability of the bucket elevator of the scraper-hopper machine for harvesting milled peat. *Vestnik of Tver State Technical University. Series Technical Science*. 2021, no. 3, pp. 44 — 51. [In Russ]. DOI: 10.46573/2658-5030-2021-44-51.

20. Chikelu P. O., Nwigbo S. C., Obot O. W., Okolie P. C., Chukwuneke J. L. Modeling and simulation of belt bucket elevator head shaft for safe life operation. *Scientific Reports*. 2023, vol. 13, pp. 1083.1 — 1083.25. DOI: 10.1038/s41598-022-26060-x.

21. Patel Sn., Patel Sum., Patel J. Productivity Improvement of bucket elevator by modified design. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*. 2013, vol. 3, no. 1, pp. 128 – 133.

22. Chavhan H. K., More K. C., Patil U. U. Design and analysis of bucket elevator. *International Journal of Scientific and Technology Research*. 2020, vol. 9, no. 3, pp. 3296 – 3301.

23. Chaudhary H., Dhumal A., Mali N., Waghe T. Optimisation of rectangular bucket elevator system by analysing bucket and shafts. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*. 2021, vol. 8, no. 5, pp. 4360 – 4363.

24. Morin A. S., Israfilov R. G., Alshanskaya A. A. Installation for test of hinged fixing knots of ladles of mountain elevators at high loadings. *Transport, Mining and Construction Engineering: Science and Production*. 2023, no. 19, pp. 190 – 194. [In Russ]. DOI: 10.26160/2658-3305-2023-19-190-194.

25. Tarasov Yu. D. *Patent for invention RU 2406673 B65G 17/36*. 20.12.2010 [In Russ].

26. Tarasov Yu. D., Israfilov R. G. *Patent for invention RU 2478550 B65G 17/36*. 10.04.2013 [In Russ].

27. Berestova S. A., Denisov Yu. V. *Printsip Dalambera. Inzhenernye zadachi* [The Dalembert principle. Engineering tasks], Ekaterinburg, 2016, 92 p.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Морин Андрей Степанович[1] – д-р техн. наук,
зав. кафедрой, e-mail: amorin@sfu-kras.ru,
ORCID ID: 0009-0008-0440-3241,
Исрафилов Рамал Габилович[1] – аспирант,
e-mail: arian1989@yandex.ru, ORCID ID: 0009-0007-7361-7895,
Фоменко Анна Ивановна[1] – старший преподаватель,
e-mail: afomenko@sfu-kras.ru,
ORCID ID: 0009-0009-5477-8655,
Герасимова Татьяна Александровна[1] – канд. техн. наук,
доцент, e-mail: gta291277@yandex.ru,
ORCID ID: 0000-0003-4007-8091,
Игнатова Ольга Сергеевна[1] – канд. техн. наук, доцент,
e-mail: ignatova.ol@mail.ru, ORCID ID: 0009-0002-2870-3966.
[1] Сибирский федеральный университет, Институт цветных металлов.
Для контактов: Игнатова О.С., e-mail: ignatova.ol@mail.ru.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

A.S. Morin[1], Dr. Sci. (Eng.), Head of Chair,
e-mail: amorin@sfu-kras.ru, ORCID ID: 0009-0008-0440-3241,
R.G. Israfilov[1], Graduate Student,
e-mail: arian1989@yandex.ru, ORCID ID: 0009-0007-7361-7895,
A.I. Fomenko[1], Senior Lecturer,
e-mail: afomenko@sfu-kras.ru, ORCID ID: 0009-0009-5477-8655,
T.A. Gerasimova[1], Cand. Sci. (Eng.), Assistant Professor,
e-mail: gta291277@yandex.ru, ORCID ID: 0000-0003-4007-8091,
O.S. Ignatova[1], Cand. Sci. (Eng.), Assistant Professor,
e-mail: ignatova.ol@mail.ru, ORCID ID: 0009-0002-2870-3966,
[1] Siberian Federal University, 660025, Krasnoyarsk, Russia,
Institute of Non-ferrous Metals.
Corresponding author: O.S. Ignatova, e-mail: ignatova.ol@mail.ru.

Получена редакцией 03.06.2026; получена после рецензии 21.07.2026; принята к печати 10.11.2026.
Received by the editors 03.06.2026; received after the review 21.07.2026; accepted for printing 10.11.2026.