

УДК 621.879

Дзержинская О. В.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ШАГАЮЩЕГО ЭКСКАВАТОРА

Механизм передвижения, основанный на принципе шагания, получил широкое применение на одноковшовых экскаваторах, снабженных оборудованием драглайна. Он обеспечивает возможность создания малых давлений на грунт как при работе машин, так и при их передвижении.

Машины, оборудованные шагающим ходом, обладают высокой маневренностью и проходимостью по грунтам с малой несущей способностью и эксплуатационной надежностью. На надежность и технико-экономические показатели шагающих экскаваторов существенное влияние оказывают конструктивные схемы механизмов передвижения.

В современном экскаваторостроении существуют следующие схемы механизма передвижения: кривошипно-рычажные, гидравлические, кривошипно-ползунковые, кривошипно-эксцентрикковые и кривошипно-колесные.

Наибольшее распространение получил кривошипно-рычажный четырехзвенный шагающий механизм. Наиболее существенным недостатком кривошипно-рычажного шагающего механизма является пробуксовывание лыж при шагании по влажным глинистым грунтам.

Для дальнейшего совершенствования шагающего хода должны быть установлены основные принципы конструирования и расчета шагающего механизма на основе исследования их взаимодействия с грунтом.

Целью работы является проведение анализа схем механизма шагания и исследование технико-экономического вопроса при использовании шагающего кривошипно-рычажного механизма на драглайнах.

Исследования в области изучения шагающих движителей были проведены М. Шеффлером [1], Р. Ю. Подерни [2]. Основное внимание они уделяют расчету и конструктивному исполнению механизмов и устройств, подробно были рассмотрены конструкции механизмов передвижения. В работах Д. С. Подорожной [3] рассматривается исследование проходимости кривошипно-колесного механизма восхождения. Значительное место уделено основам теории и расчета новых элементов в конструкции машин. Приведен анализ конструкций и описаны основные пути создания шагающих экскаваторов.

Б. У. Сатовским [4], И. М. Старцевим [5] и М. М. Суловым [6, 7] проводился анализ шагающих механизмов с гидравлическим двигателем. В работах Н. З. Гармаша, Ю. И. Бережного и В. А. Телегина [8, 9] были исследованы динамические усилия в элементах кривошипно-колесного и кривошипно-рычажного шагающего механизма. Была приведена методика установления технологических параметров шагающих экскаваторов при открытой разработке местонахождений наклонными слоями. Ими были рассмотрены вопросы расчета производительности и оптимизации рабочего процесса шагающего экскаватора, а также особенности рабочего процесса ходового оборудования при движении по наклонной плоскости.

На машинах, производимых на ПАО «НКМЗ» (Украина), и на всех моделях драглайнов зарубежных фирм применяются кривошипные системы различных видов: кривошипно-шарнирная с треугольной рамой фирмы «Марион» (США), кривошипно-ползунковая фирмы «Пейдж» (США), двухкривошипная фирмы «Марион», кривошипно-эксцентрикковая ПАО «НКМЗ» и эксцентрикковая с тягой фирмы «Марион».

Кривошипно-эксцентриковый механизм шагания применялся на ЭШ 4.40 с массой до 4 тыс. т. В настоящее время ПАО «НКМЗ» устанавливает на своих моделях ЭШ 6.45М, ЭШ 10.60, ЭШ 10.70А, ЭШ 20.55 и ЭШ 15.90 кривошипно-рычажные четырехзвенные механизмы шагания, который в сравнении с кривошипно-эксцентриковым ходом имеет более высокий КПД, меньший вес и более высокую эксплуатационную надежность. А в сравнении с гидравлическим двигателем имеет более простую конструкцию и не требует высоких затрат при эксплуатации. А в жаркое время года испарения масла не создают в кузове экскаватора пожароопасную и вредную для человека атмосферу.

Механический четырехзвенный кривошипно-рычажный механизм шагания обеспечивает надежную безаварийную работу практически на весь срок службы экскаватора.

При кривошипно-рычажном четырехзвенном шагающем механизме, приведенном на (рис. 1), лыжа 1 с опорными элементами 2 соединяется с качающейся кулисы-ногой 3 одной шаровой опорой. Это позволяет лыже лучше приспособляться к неровностям опорной поверхности на трассе передвижения. Другой конец кулисы-ноги соединен с рычагом 4. Средняя часть кулисы-ноги через двухрядные подшипники соединяется с кривошипом 5. Кривошип и зубчатое колесо механизма привода шагания жестко соединены с валом. Кривошип опирается на подшипники скольжения, имеющие сферические вкладыши и бронзовые цилиндрические вкладыши 4.



Рис. 1. Кривошипно-рычажный механизм передвижения шагающего экскаватора

При вращении кривошипа центральная часть кулисы-ноги совершает движение по окружности, в то время как движение нижней ее части вместе с лыжей, вследствие шарнирной связи верхней части с рычагом 4, более сложное и приближается к необходимой траектории по выносу и опусканию лыж, подъему и передвижению экскаватора.

Шаровое сочленение ноги с лыжей позволяет последней хорошо приспосабливаться к рельефу местности, а также поворачиваться вокруг оси ноги в горизонтальной плоскости.

Экономическая эффективность применения различных систем ходового оборудования определяется, в конечном счете, с целью повышения эксплуатационной производительности шагающих экскаваторов или степенью снижения стоимости единицы продукции. Непосредственный

расчет эффективности применения цельных систем шагающего кривошипно-рычажного хода на шагающих экскаваторах на основе учета снижения стоимости единицы продукции практически затруднен. Поэтому остановимся на влиянии примененной на машине системы шагающего ходового оборудования на ее эксплуатационную производительность.

Эксплуатационная производительность зависит от проходимости шагающего экскаватора самостоятельно двигаться по грунтовым поверхностям карьеров.

Эксплуатационная производительность экскаватора при бестранспортной системе разработки может быть определена по формуле [9]:

$$Q_{\text{э}} = Q_{\text{т}} \cdot K_{\text{у}} \cdot K_{\text{п}} \cdot K_{\text{ис}} , \quad (1)$$

где $Q_{\text{э}}$ – эксплуатационная производительность экскаватора;

$Q_{\text{т}}$ – техническая производительность машины;

$K_{\text{у}}$ – коэффициент управления, показывающий умение и способность машиниста работать на рычагах управления и качества системы управления;

$K_{\text{ис}}$ – коэффициент использования смены;

$K_{\text{п}}$ – коэффициент влияния передвижки.

Величина коэффициента влияния передвижения зависит от конструкции опорной поверхности лыж, которая может быть следующих видов:

– с гладкой поверхностью;

– с опорной поверхностью, которая в продольном сечении со стороны опоры на грунт ограничена ломаной линией;

– с высотой каждого впереди опорного элемента в направлении скольжения лыжи меньше высоты каждого следующего опорного элемента;

– с дополнительными опорами, которые выполнены в виде балок и закреплены на торцах основной балки, причем ось шарнирного соединения балок совпадает с продольной осью основной балки;

– с закрепленными внутри каждой стенки параллельно расположенными ограничительными ребрами, между которыми расположен с возможностью перемещения в вертикальной плоскости верхний пояс, при этом лыжа имеет расположение внутри пустого корпуса упругие элементы шаровидной формы.

Дополнительные элементы опорной поверхности обеспечивают отсутствие пробуксовки лыж относительно опорной поверхности грунта забоя.

Если обозначить чистую продолжительность разработки элемента забоя через $t_{\text{эл}}$, продолжительность передвижки без учета пробуксовывания через $t_{\text{п}}$, то коэффициент влияния передвижек будет равен:

$$\frac{t_{\text{эл}}}{t_{\text{эл}} + t_{\text{п}}} = K_{\text{п}} ; \quad (2)$$

$$t_{\text{эл}} = \frac{60PBL_{\text{п}}}{Q_{\text{т}} \cdot K_{\text{у}}} , \quad (3)$$

где B – ширина забоя, м;

P – мощность обрабатываемой вскрыши, м;

$L_{\text{п}}$ – длина передвижки экскаватора, м.

Скорость движения экскаватора без учета пробуксовывания:

$$V_{\text{п}} = L_{\text{ш}} \frac{60}{t_{\text{ш}}} , \quad (4)$$

$L_{\text{ш}}$ – длина шага, зависящая от конструктивных параметров шагающего механизма, м;

$t_{\text{ш}}$ – средняя продолжительность цикла шагания, мин.

Скорость движения экскаватора с учетом скольжения $\sum \Delta l_i$ лыж относительно грунтовой поверхности карьера определяется по формуле:

$$V'_n = (l_{ш} - \sum \Delta l_i) \frac{60}{t_{ш}}. \quad (5)$$

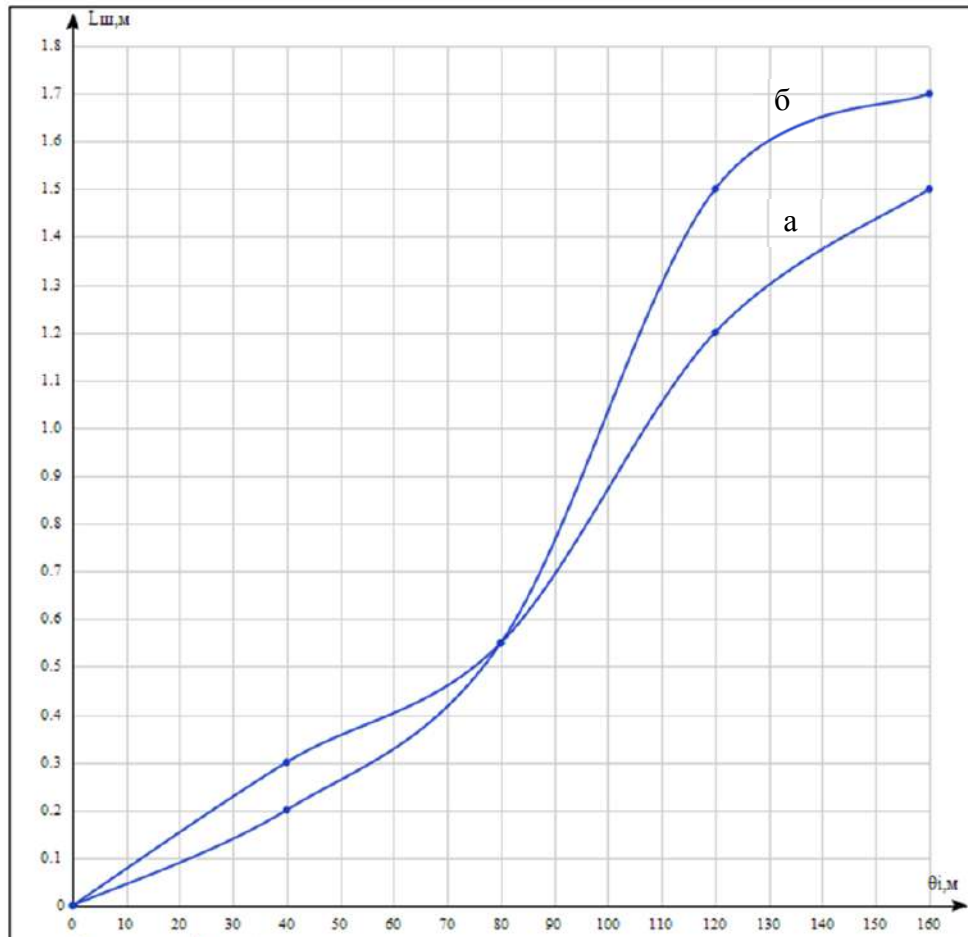


Рис. 2. Зависимость длины шага от угла поворота кривошипа:
а – для ЭШ 10.70; б – для ЭШ 15.90

Если обозначить через δ_{σ} коэффициент буксования, равный отношению $\frac{\sum \Delta l_i}{L_{ш}}$ суммарного за цикл шагания проскальзывания лыж по грунтовой поверхности карьера к длине шага $L_{ш}$ машины, то зависимость (5) можно представить в виде:

$$V'_n = V_n (1 - \delta_{\sigma}). \quad (6)$$

Суммарное за цикл шагания проскальзывание лыж по грунтовой поверхности карьера $\sum \Delta l_i$ находится по графикам (рис. 2) в зависимости от величины $\sum \Delta \theta_i$ суммарного за цикл шагания угла поворота кривошипа механизма, соответствующего буксованию.

Отсюда эксплуатационная производительность экскаватора с учетом частичного пробуксовывания при шагании может быть определена по формуле:

$$\theta_э = \theta_m K_y K'_n K_{uc}. \quad (7)$$

Бестранспортные системы разработки характеризуются жесткой взаимосвязью между вскрышными и добычными работами. При этом естественно возникает необходимость в количественной увязке скоростей движения вскрышных и добычных машин. Влияние коэффициента буксования на скорость движения машины отражено в зависимости (6).

При организации работ, предусматривающей холостой ход драглайна, увеличение времени холостого хода вследствие частичного пробуксовывания определяется следующей формулой [8]:

$$\Delta T = \frac{L_\phi \cdot \delta_б}{V_n(1 - \delta_б)}, \quad (8)$$

где L_ϕ – протяженность фронта работ.

При числе обрабатываемых в течение года заходов n , потери времени вследствие частичного пробуксовывания составят $n\Delta T$.

Численная оценка увеличения времени холостого хода для машин ЭШ 10.70 и ЭШ 15.90 дана на графиках (рис. 3) в зависимости от длины фронта работ и коэффициента буксования.

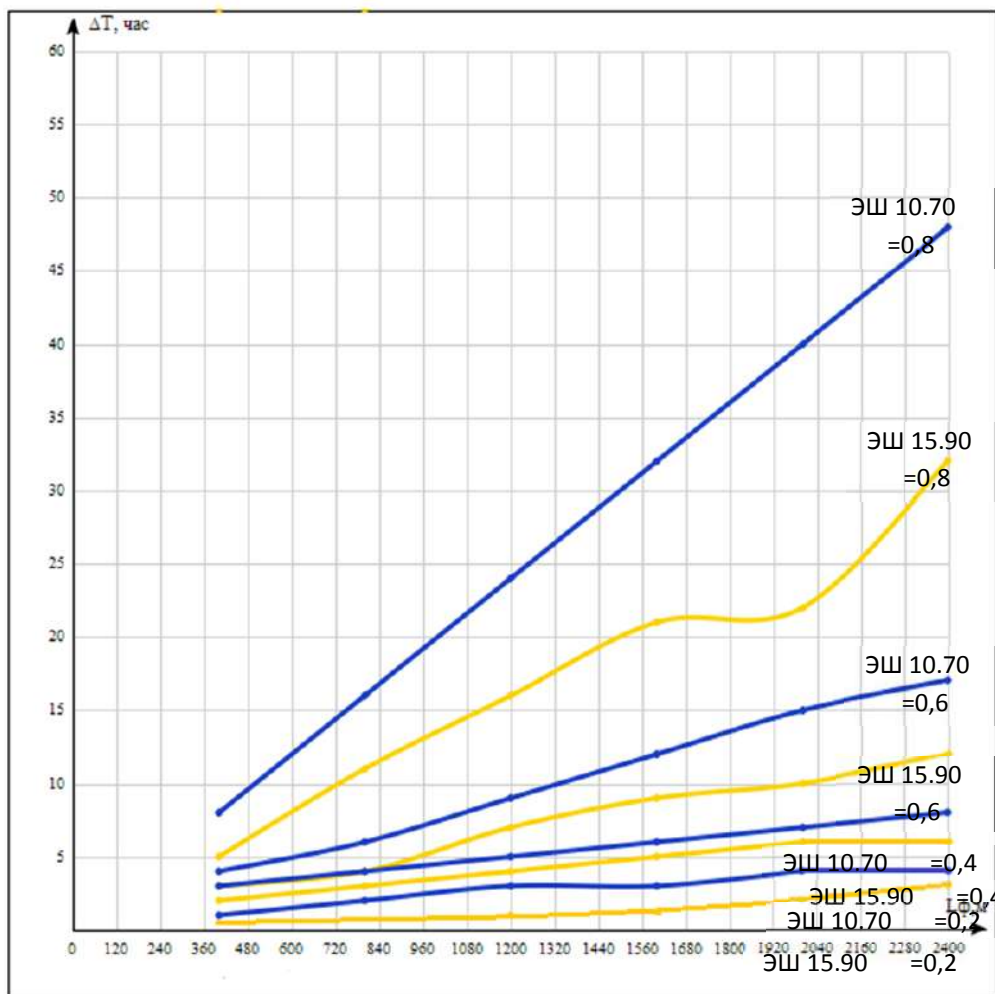


Рис. 3. Зависимость дополнительного времени холостого хода от длины фронта работ для ЭШ 10.70 и ЭШ 15.90 при различных значениях коэффициента буксования

Потери времени будут тем больше, чем длиннее фронт работ и меньше объем породы в заходке, т. е. чем чаще меняется направление хода экскаватора и чем больше коэффициент буксования.

Подбор производительностей для шагающих экскаваторов в соответствии с параметрами разрабатываемых забоев также должен учитывать снижение эксплуатационной производительности машин вследствие частичного пробуксовывания или полной потери проходимости по грунтовым поверхностям карьеров.

ВЫВОДЫ

Экономическая эффективность применения различных систем шагающего ходового оборудования определяется повышением эксплуатационной производительности шагающих экскаваторов. Сопоставление эксплуатационной производительности с учетом частичного пробуксовывания по результатам сравнительного исследования проходимости шагающих экскаваторов, оборудованных кривошипно-рычажным и кривошипно-колесным шагающим ходом, показывает, что в одинаковых условиях эксплуатации производительность первых выше на 7–11 %.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шеффлер М. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин / М. Шеффлер, Г. Пайер. – М. : Машиностроение, 1980. – 255 с.
2. Подерни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров / Р. Ю. Подерни. – М. : Издательство Московского государственного горного университета, 2007. – 680 с.
3. Подорожная Д. С. Опыт эксплуатации шагающего ходового оборудования землеройных работ / Д. С. Подорожная. – Донбасс, 1966. – С. 10–12.
4. А. с. 903744/29-14 СССР. Механизм с гидравлическим приводом для передвижения шагающего экскаватора / Б. И. Сатовкий, Х. А. Винокурский. – № 175900 ; заявл. 1964 ; опубл. 1965, Бюл. № 20.
5. А. с. 401708 СССР. Механизм передвижения шагающего экскаватора с гидравлическим приводом / И. Н. Старцев. – № 86079 ; заявл. 1949 ; опубл. 1961, Бюл. № 11.
6. Суслов Н. М. Кинематический и силовой анализ механизма шагания экскаватора / Н. М. Суслов, А. Ляпцев // Горные машины и автоматика. – 2004. – № 6. – С. 9–11.
7. Суслов Н. М. Оценка технического уровня горных машин / Н. М. Суслов, А. П. Комиссаров // Известия вузов. Горный журнал. – 2002. – № 5. – С. 30–33.
8. Гармаш Н. З. Измерение напряжений в грунте при передвижении шагающих экскаваторов / Н. З. Гармаш, Ю. И. Бережной // Горные машины и автоматика. – 1965. – № 9. – С. 15–18.
9. Телегин В. А. Моделирование и анимация ходьбы плоских моделей шагающих аппаратов / В. А. Телегин, М. И. Кайгородцев // Вестник ЮУрГУ. – 2008. – № 11. – С. 15–23. – (Серия «Машиностроение»).