

## ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ОДНОКОВШОВОГО ЭКСКАВАТОРА ВО ВРЕМЯ ШАГАНИЯ

Белорусский национальный технический университет  
Факультет горного дела и инженерной экологии

Евтягин Д.О. – гр. 102811  
Научный руководитель – ст.пр. Басалай Г.А.

Используемые на предприятиях ОАО «Нерудпром» при разработке месторождений нерудных полезных ископаемых открытым (карьерным) способом одноковшовые экскаваторы (Рис.1) представлены в виде драглайнов ЭШ (Россия), НКМЗ (Украина) и МЗШ (Беларусь) с длиной стрелы до 75 м и емкостью ковша 6 м<sup>3</sup>.

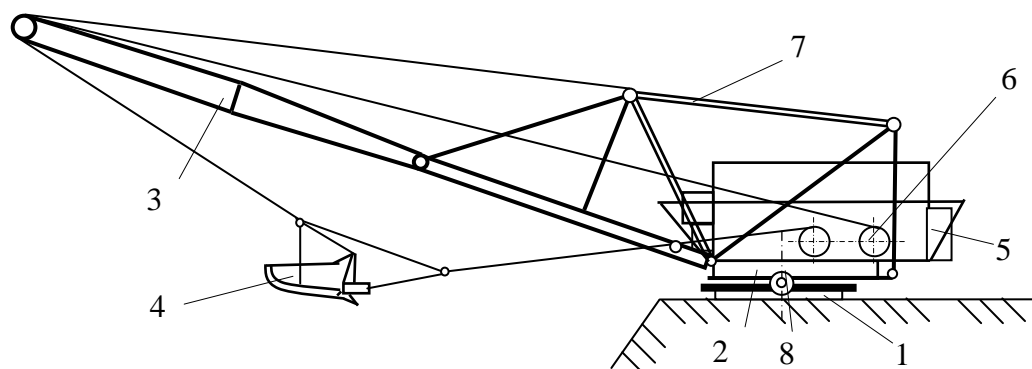


Рисунок 1 - Одноковшовый экскаватор на карьере по добыче мергеля (ОАО «Белорусский цементный завод, г. Костюковичи)

При работе машина опирается на основание (базу), а лужи приподняты над грунтом. Во всех моделях машин используются кривошипно-кулисные или эксцентриковые (кулачковые) механизмы шагания. Они имеют один общий привод на два бортовых механизма для синхронного приведения в движение ног с лжами.

На реальных конструкциях шагающих отвалообразователей и экскаваторов процесс переноса базы во время шагания осуществляется плавно в течение времени (12÷20 с), значительно превосходящем низкий период собственных колебаний конструкции этих машин. Поэтому в основном только импульсные скорости, приобретаемые элементами конструкции в моменты подъема и посадки, как показывают соответствующие расчеты и эксперименталь-

ные исследования, вызывают колебания в вертикальной продольной плоскости, следовательно, и динамические нагрузки в элементах несущих конструкций.



1 - база; 2 - поворотная платформа; 3 - стрела; 4 - ковш (драглайн);  
5 - противовес; 6 - тяговые лебедки; 7 - подвес стрелы; 8 - механизм шагания  
Рисунок 2. - Схема одноковшового экскаватора

При определенных технологических и сезонных условиях происходят нештатные процессы, в частности, повышенная деформация опорного основания породы, которые приводят к предельным кренам машин, что требует проверки запаса устойчивости на моделях и принятия мер по модернизации механизмов шагания. Одним из решений данной проблемы может послужить увеличение клиренса или высоты отрыва опорной базы от поверхности почвы. Данная мера поможет предотвратить «зарывание» опорной рамы в грунт, что чаще всего и наблюдается при перемещении шагающих экскаваторов при разработке карьеров при добыче мела и мергеля.

Шагание происходит за несколько характерных фаз поворота ведущего звена, т. е. кривошипа. В исходном положении горная машина опирается на круговую базу, а опорные лыжи удерживаются в подвешенном состоянии. Перед началом передвижения машины надстройка с исполнительными органами поворачивается в направлении движения. Следует обратить внимание, что отвалообразователи шагают в направлении на отвальную консоль конвейера, а одноковшовые экскаваторы-драглайны передвигаются в противоположном направлении, т.е. от стрелы с ковшом. После этого включается привод механизма шагания. В результате синхронного поворота кривошипов левого и правого механизмов лыжи подаются вперед и одновременно опускаются до касания с опорной поверхностью. В этот момент нагрузка от массы машины переносится от опорной базы на лыжи. При этом одновременно машина приобретает продольный крен и опирается на третью «точку», расположенную в отвалообразователей на приемной консоли в зоне загрузочного бункера, а у экскаваторов – на переднюю кромку (в виде сегмента) опорного круга. После подталкивания машины относительно лыж на один шаг она опускается на круговую базу.

В ходе анализа конструктивных параметров кривошипного механизма шагания одноковшового экскаватора авторами разработан алгоритм расчета траектории характерных шарниров и составлена программа, позволяющая изображать в динамике данные траектории.

Исходные данные. Плоская система координат  $O_1xz$  (Рис.3) расположена в продольной плоскости машины с центром  $O_1$ , совмещенным с осью вращения кривошипа  $O_1A$ . В исходном положении кривошип  $O_1A$  находится в вертикально удерживая лыжу в верхнем положении (угол  $\alpha_0 = 0$ ). Направление вращения кривошипа  $O_1A$  с угловой скоростью  $\omega_A$  – по часовой стрелке.  $l_0 = O_1O_2$ ,  $l_1 = O_1A$ ,  $l_2 = O_2B$ ,  $l_3 = AB$ ,  $l_4 = AC$ ,  $\varphi_A = \angle BAC$ .

Расчетные формулы:

$(\cdot)A$  – шарнир соединения «ноги»  $BAC$  и кривошипа  $O_1A$

$$\begin{cases} x_{Ai} = l_1 \cdot \sin \alpha_{Ai} \\ z_{Ai} = l_1 \cdot \cos \alpha_{Ai} \end{cases}, \quad (1)$$

где  $\alpha_{Ai} = \omega_A \cdot t_i$ .

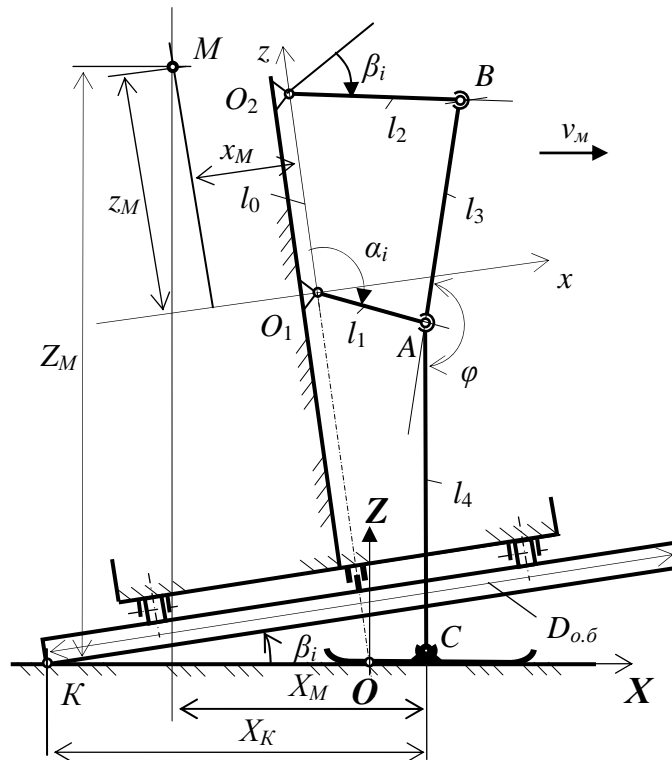


Рисунок 3 – Расчетная модель для оценки устойчивости экскаватора во время шагания

(·)B – шарнир крепления «ноги» BAC к кулисе O<sub>2</sub>B

$$\begin{cases} x_{Bi} = l_2 \cdot \sin \alpha_{Bi} \\ z_{Bi} = l_0 - l_2 \cdot \cos \alpha_{Bi} \end{cases}, \quad (2)$$

где  $\alpha_{Bi} = 90^\circ - (\alpha_{l1} + \alpha_{l3})$ .

(·)C - шарнир крепления лыжи к «ноге»

$$\begin{cases} x_{Ci} = l_1 \cdot \sin \alpha_1 - l_4 \cdot \sin \alpha_{Cz} \\ z_{Ci} = -l_1 \cdot \cos \alpha_1 - l_4 \cdot \cos \alpha_{Cz} \end{cases}, \quad (3)$$

По данным уравнениям построены траектории характерных точек A, B и C механизма (в системе подвижных координат Oxz).

Для анализа продольной устойчивости экскаватора во время шагания разработана модель в системе неподвижных координат OXZ с началом в точке O, совпадающей с центром опорной базы диаметром D<sub>o.б.</sub>. В данной модели учитывается продольный угол β крена, где ключевой точкой M является центр масс машины.

**Выводы.** В работе проведен информационный обзор и анализ шагающих отвалообразователей и одноковшовых экскаваторов, применяемых на разрабатываемых месторождениях Республики Беларусь. Исследования механизмов шагания проведены автором совместно с ведущими специалистами СИПР, в цехах которого освоен выпуск шагающих отвалообразователей и драглайнов, а в конструкторском бюро ведутся работы по модернизации машин. Рассмотренные в работе вопросы позволяют разрабатывать достаточно подробные модели ма-

шин на шагающих движителях, модернизировать конструкции их опорных баз и механизмов шагания, обеспечивая требуемую устойчивость как в статическом положении, так и во время передвижения.

УДК 622.331

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РАБОТЫ ДИСКОВОЙ ФРЕЗЫ МАШИНЫ ДЛЯ ДОБЫЧИ КУСКОВОГО ТОРФА

Белорусский национальный технический университет  
Факультет горного дела и инженерной экологии

Андриевский М.П., гр. 102510  
Научный руководитель – ст.пр. Стасевич В.И.

При щелевом способе производства кускового торфа значительная часть энергии затрачивается на привод дисковой фрезы (Рис.1). На величину удельных затрат энергии основное влияние оказывают конструктивные параметры фрезерующих элементов, схема их крепления на диске, а также физико-механические свойства торфяной залежи, и особенно, наличие древесных остатков (пней) в разрабатываемом слое.

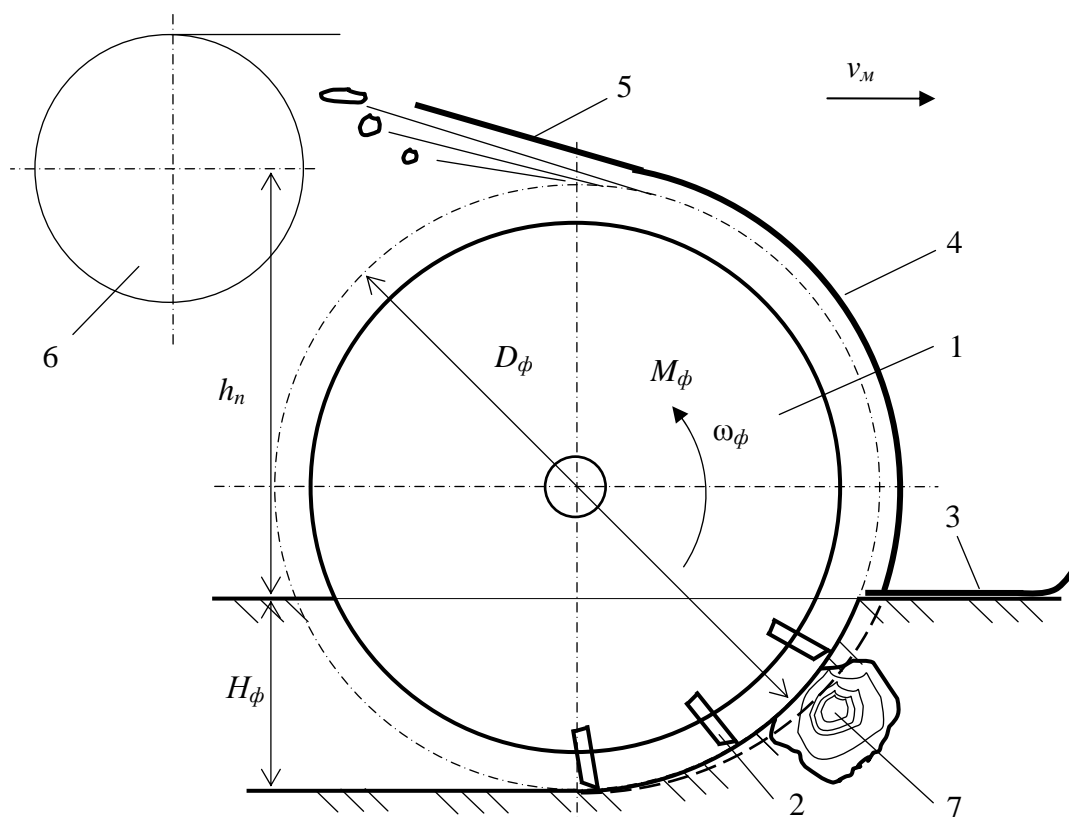


Рисунок 1 – Схема фрезерования торфяной залежи дисковой фрезой:  
1 – диск; 2 – фрезерующие элементы; 3 – отбойная плита; 4 – кожух;  
5 – направляющий козырек; 6 – шнек-формователь; 7 – древесные включения/

В общем виде мощность, необходимая для работы одной фрезы,

$$N_{фр1} = N_m + N_n + N_k + N_{мп} + N_{под}, \text{ кВт} \quad (1)$$