

L – ширина захвата машины, м;

β_1 – потери торфа при уборке из нетронутого расстила;

β_2 – потери торфа при уборке из примятого расстила.

Так, например, при ширине захвата 4,8 и 9,6 м в тех же условиях дополнительные потери торфа составят соответственно около 10 и 5 %.

Таким образом, с целью уменьшения потерь торфа надо стремиться к увеличению ширины захвата машины.

Литература

1. Справочник по торфу. – М.: Недра, 1982. – 760 с.

УДК 629.331

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ВОПРОСОВ СТАТИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ГОРНЫХ МАШИН НА ШАГАЮЩЕМ ДВИЖИТЕЛЕ

¹Казаченко Г.В., ¹Басалай Г.А., ¹Ефимович В.А., ²Неверовская Я.Б.

¹Белорусский национальный технический университет,

²ОАО «Белгорхимпром», г.Минск, Республика Беларусь

Отражены особенности горных машин на шагающих движителях и представлены их модели в неподвижном относительно поверхности состоянии. Показано, как распределяется давление под опорной базой при соблюдении закона Гука для её материала.

В настоящее время для добычи полезных ископаемых открытым способом и складирования отходов на предприятиях горноперерабатывающей промышленности [1, 2] широко используются полноповоротные одноковшовые экскаваторы и отвалообразователи на шагающих движителях. Эти машины представляют собой сложные и массивные электромеханические системы, проектирование и расчет которых в большинстве случаев базируется на исследовании и решении уравнений их движения. Уравнения движения в зависимости от задач исследований и расчетов могут быть составлены различными способами и в различных формах [1]. Это в полной мере относится не только к самим машинам, но и к различным их частям. В настоящей работе рассматривается и исследуется равновесие базы машины.

При составлении уравнений движения и равновесия рассматриваем подобные машины (рис. 1, 2) как динамические системы, состоящие из следующих частей:

- база (абсолютно жесткое тело);
- поворотная платформа (абсолютно жесткое тело);
- механизмы, установленные на поворотной платформе;
- стрела;

- канаты, ванты (элементы, связывающие между собой основные части).

За основную часть системы выберем базу, а движение остальных частей рассматриваем относительно нее. Таким образом, сначала необходимо рассмотреть движение базы.

Опорная база отвалообразователя воспринимает все нагрузки, действующие на машину, и передает их на опорную поверхность. При стационарном режиме работы конвейера эти нагрузки включают силы тяжести, ветровую нагрузку, а также нагрузки, возникающие вследствие разрушения и перемещения горной массы, находящейся на конвейере или в ковше. Под действием их, как показывает опыт, база совершает малые движения относительно начального положения.

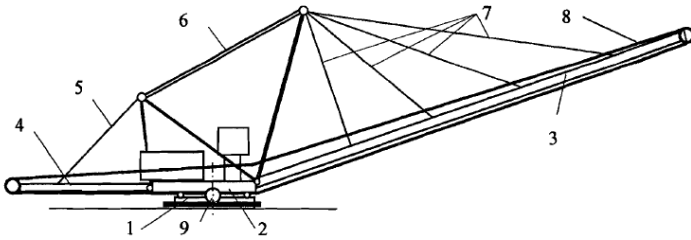


Рис. 1. Схема отвалообразователя

- 1 - база; 2 — поворотная платформа; 3 - отвальная консоль; 4 — приемная консоль;
5 - подвес приемной консоли; 6 - подвес стрелы (отвальной консоли);
7 - ванты стрелы; 8 - конвейер; 9 - механизм шагания

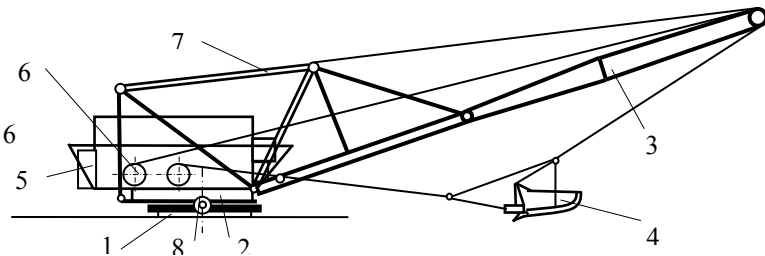


Рис. 2. Схема одноковшового экскаватора

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

Для получения достаточно простых уравнений и, в отдельных случаях, аналитических решений примем ряд допущений, которые не противоречат условиям задач, решаемых в работе:

- база находится на малодеформируемой поверхности;
- трение между базой и опорной поверхностью изотропно, а коэффициент трения - величина постоянная;
- упругие силы, действующие на базу со стороны опорной поверхности, линейно зависят от деформации последней;
- внешние нагрузки считаем заданными.

Конфигурация базы определяется тремя координатами центра масс и тремя углами Эйлера, определяющими ее сферические движения. Для определения углов Эйлера введем следующие системы координат $Ox^*y^*z^*$, центр которой перемещается вместе с центром масс базы, а оси остаются параллельными осям неподвижной системы координат $OXYZ$, подвижный триэдр $Oxyz$, который поворачивается относительно $Ox^*y^*z^*$. Оси триэдра $Oxyz$ расположим следующим образом: Ox – перпендикулярно продольной оси поворотного строения; Oy - вдоль по ходу машины, параллельно опорной плоскости; Oz - перпендикулярно плоскости $Oxyz$ вверх. Углы ψ, θ, φ введем подобно углам, взятым академиком А.Н.Крыловым [3] для определения ориентации корабля в пространстве, и позволившим получить достаточно простые уравнения качки корабля. Определение этих углов произведем по способу, изложенному проф. А.И.Лурье. Для этого назовем (рис. 3) основные оси Oz^* и Ox , основные плоскости X^*OY^* и zOy и построим два вспомогательных триэдра: полунеподвижный k, n, l , и полуподвижный k_1, n_1, l_1 . Тогда искомые углы ψ, θ, φ определяются так, как это показано на рис.2. Эти углы называются соответственно углами рысканья, поперечного и продольного крена. Таблицу косинусов между осями $Ox^*y^*z^*$ и подвижными осями $Oxyz$ определим произведением трех матриц, осуществляющих последовательно повороты вокруг оси Oz^* на угол ψ , вокруг линии узлов on на угол θ , вокруг оси Ox на угол φ . Эти матрицы, которые обозначим соответственно $a_\psi, a_\theta, a_\varphi$, имеют вид

$$a_\psi = \begin{vmatrix} X^* & Y^* & Z^* \\ \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \begin{matrix} k \\ n \\ l_3 \end{matrix} \quad (1)$$

$$k \quad n \quad l_3$$

$$a_{\theta} = \begin{vmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta & 0 & \cos \theta \end{vmatrix} \begin{vmatrix} i_1' \\ n \\ n' \end{vmatrix} \quad (2)$$

$$a_{\varphi} = \begin{vmatrix} i_1' & n & n' \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & \sin \varphi \\ 0 & -\sin \varphi & \cos \varphi \end{vmatrix} \begin{vmatrix} i_1' \\ i_2' \\ i_3' \end{vmatrix} \quad (3)$$

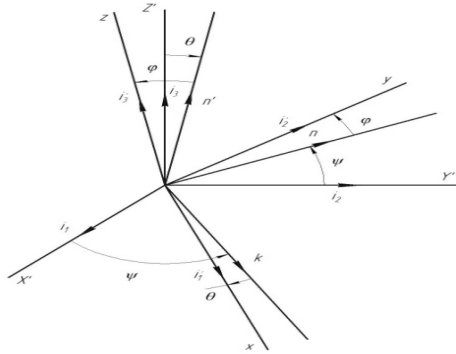


Рис. 3. Ориентация подвижных осей

Произведя умножение, находим матрицу направляющих косинусов между подвижными и неподвижными осями

$$A = \begin{vmatrix} X & Y & Z \\ \cos \theta \cos \psi & \cos \theta \sin \psi & -\sin \theta \\ \cos \psi \sin \varphi \sin \theta - \cos \varphi \sin \psi & \sin \psi \sin \varphi \sin \theta + \cos \varphi \cos \psi & \sin \varphi \cos \theta \\ \cos \varphi \sin \theta \cos \psi + \sin \varphi \sin \psi & \cos \varphi \sin \theta \sin \psi - \sin \varphi \cos \psi & \cos \varphi \cos \theta \end{vmatrix} \begin{vmatrix} x \\ y \\ z \end{vmatrix} \quad (4)$$

Так как по условию база совершает поворот на деформируемой поверхности, то углы ψ, θ, φ малы.

Для малых углов ψ, θ, φ справедливы приближенные равенства $\sin \psi \approx \psi$, $\sin \varphi \approx \varphi$, $\sin \theta \approx \theta$ и $\cos \varphi \approx \cos \theta \approx \cos \psi \approx 1$. Учитывая эти соотношения и пренебрегая членами, содержащими произведения малых величин, получаем приближенную таблицу направляющих косинусов

$$\begin{matrix} X & Y & Z \end{matrix}$$

$$\alpha = \begin{vmatrix} 1 & \psi & -\theta \\ -\psi & 1 & \varphi \\ \theta & -\varphi & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} x \\ y \\ z \end{vmatrix} \quad (5)$$

Декартовы координаты любой точки базы теперь определяются по известным формулам

$$\begin{aligned} X &= X_0 + x - y \cdot \psi + z \cdot \theta; \\ Y &= Y_0 + x \cdot \psi + y - z \cdot \varphi; \\ Z &= Z_0 - \theta x + \varphi y + z. \end{aligned} \quad (6)$$

где x, y, z - координаты этой точки в подвижной системе осей.

Рассмотрим сначала равновесное положение машины. В этом положении некоторые машины, например отвалообразователь, работают большую часть рабочего времени. Если к тому же машина не поворачивается вокруг оси Oz , т.е. $\psi = 0$, то база находится в равновесии под действием вертикальной нагрузки со стороны поворотной платформы и реакций опорной поверхности. Условия ее равновесия в этом случае можно записать в виде

$$\begin{aligned} \iint_F p dF &= P_z; \\ \iint_F p \cdot \sqrt{x^2 + y^2} dF &= P_z \cdot r_d, \end{aligned} \quad (7)$$

где p - давление под опорной базой;

P_z - нормальная к опорной поверхности нагрузка, передаваемая со стороны базы;

F - опорная площадь базы;

R_d - радиус центра давления.

Рассматриваем базу как круглый стержень, находящийся под действием сжимающей силы, смещенной относительно её оси. Тогда давление на опорную поверхность при соблюдении закона Гука

$$p = \frac{P_z}{F} \pm \frac{M_x}{W_x} \pm \frac{M_y}{W_y}, \quad (8)$$

где M_x и M_y - моменты внешних нагрузок относительно соответствующих осей Ox и Oy ;

W_x и W_y - моменты сопротивления опорной площади относительно тех же осей.

Как известно [4], одним из критериев статической устойчивости машин в таких случаях можно считать положение центра давления отно-

сительно ядра сечения опорной площади. Для круглой опорной площади ядро сечения [5] - круг радиусом

$$r_n = D/8, \quad (9)$$

где D – наружный диаметр базы.

Таким образом, центр давления машины должен располагаться в круге, радиус которого составляет четверть радиуса базы.

Представляет интерес с целью увеличения размеров ядра сечения рассмотреть другие конструктивные формы опорной базы, прежде всего, кольцевую форму, вследствие очевидного требования полной симметрии. Определим размеры ядра сечения в этом случае.

Моменты внешних нагрузок можно определить через координаты центра давления

$$M_x = F_z \cdot x_n, \quad M_y = F_z \cdot y_n, \quad (10)$$

где x_n и y_n - координаты центра давления опорной площади.

Причем радиус положения центра давления

$$r_n = \sqrt{x_n^2 + y_n^2}. \quad (11)$$

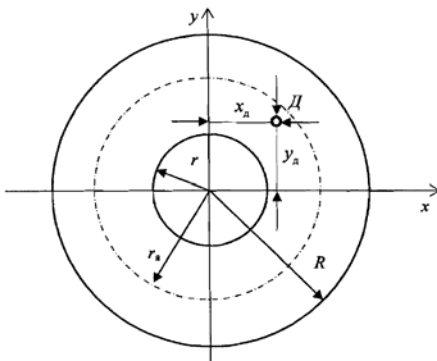


Рис. 4. Ядро сечения кольцевой базы

а давление в этом случае распределено по закону

$$p = F_z \left(\frac{x}{R} \pm \frac{F_x}{W_x} \pm \frac{F_y}{W_y} \right), \quad (12)$$

Для того, чтобы полностью использовать опорную поверхность базы, необходимо выполнение условия

$$P_{\text{min}} \geq 0. \quad (13)$$

В предельном положении центра давления, обеспечивающем выполнение этого условия, имеем, приравнявая нулю левую часть (12)

$$0 = \frac{1}{F} - \frac{Y_{d \max}}{W_x} - \frac{X_{d \max}}{W_y}, \quad (14)$$

где $x_{d \max}$ и $y_{d \max}$ - координаты границы ядра сечения.

Если центр давления смещается вдоль оси Oy , что не нарушает общности результата, то имеем уравнение для определения радиуса ядра сечения

$$\frac{1}{F} = \frac{y_n}{W_y}, \quad (15)$$

или

$$y_n = \frac{W_y}{F}. \quad (16)$$

Для кольцевой базы:

$$\begin{aligned} W_y &= \frac{\pi}{4R} (R^4 - r^4); \\ F &= \pi (R^2 - r^2), \end{aligned} \quad (17)$$

где R и r - соответственно наружный и внутренний радиусы кольца. Подставив это выражение в (16) получим:

$$y_n = \frac{R^2 + r^2}{4R} = \frac{R}{4} (1 + C^2), \quad (18)$$

где $C=r/R$.

Таким образом, использование опорной базы в форме кольца увеличивает радиус ядра сечения, а значит повышает устойчивость машины.

При этом необходимо обеспечить значение среднего давления на опорную поверхность не большее, чем дает база в форме круга. Это требование при равной массе отвалобразователей выражается соотношением:

$$R = \frac{R_{\text{кр}}}{1 - C^2}, \quad (19)$$

где $R_{\text{кр}}$ - радиус круговой базы.

Для выбора радиусов кольцевой базы необходимо использовать в качестве необходимых условий соотношения (18) и (19). Эти условия не являются единственными. Так, например, можно потребовать равной материалоемкости и прочности обеих баз.

Рассмотренные в работе вопросы позволяют разрабатывать достаточно подробные модели машин на шагающих движителях, модернизировать конструкции их опорных баз. В частности, исследование статической устойчивости показывает, что база кольцевой формы превосходит традиционную базу в форме круга.

Литература:

1. Волков Д.П. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей / Д.П. Волков, В.А. Черкасов. - М.: Машиностроение, 1969. - 408 с.
2. Падерни Р.Ю. Горные машины / Р.Ю. Падерни. - М.: Недра, 1980. - 390 с.
3. Казаченко Г.В. Определение пространственной ориентации горных машин / Г.В. Казаченко // Горная механика. - 2007. - № 4. - С. 85-89.
4. Опейко Ф.А. Торфяные машины // Ф.А. Опейко. - Минск: Вышэйшая школа, 1968. - 408 с.
5. Рудицын М.Н. Справочное пособие по сопротивлению материалов / М.Н. Рудицын, П.Я. Артемов, М.И. Любошиц. - Минск: Вышэйшая школа, 1970. - 638 с.

УДК 629.331

ОЦЕНКА ЭНЕРГОЕМКОСТИ РЕЗАНИЯ ГОРНОЙ ПОРОДЫ С ПОМОЩЬЮ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ТИПА ДИНАМОМЕТРИЧЕСКОГО СВЕРЛА

Басалай Г.А., Лютко Г.И., Казаченко Г.В.

Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь

Приведено описание экспериментальной установки типа динамометрического сверла для оценки энергоемкости резания горных пород. Измерительная система позволяет измерить четыре величины, характеризующие процесс разрушения массива породы сверлением: крутящий момент, силу подачи сверла на забой, угловую скорость вращения сверла и скорость его подачи, с регистрацией этих величин в памяти ПЭВМ и обработкой в программной среде Powergraph.

Удельные затраты мощности при разрушении массива горной породы являются одним из основных показателей качества исполнительных органов добывающих машин горного производства. На снижение величины этого показателя направлены усилия всех производителей горнодобывающего оборудования. Эта задача решается различными путями, начиная со способов разрушения массива породы и заканчивая выбором их оптимальных параметров с точки зрения энергоемкости. При механическом разрушении массива энергоемкость зависит от большого числа факторов, в перечень которых входят группа прочностных показателей породы, свойства и геометрия элементов инструмента разрушения, характер их взаимодействия с породой и т. п. Основными способами механического разрушения являются резание и удар, а также их комбинации. При резании породы резцами, как показывает практический опыт и результаты многочислен-