

УДК 622.8

С.А. Ляпцев, Н.М. Сулов, О.А. Холодильни

## ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТРЕХОПОРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ ЭКСКАВАТОРА

Семинар № 16

**И**сследуемый механизм шагания [1] включает размещенные с двух сторон экскаватора опорные башмаки, воспринимающие нагрузку от веса машины при шагании. Нагрузка передается через верхние и нижние распорные рычаги, связанные шарнирно со штоком гидроцилиндра (рис. 1, а). Такое исполнение механизма шагания существенно упрощает его конструкцию и схему управления приводом, повышает надежность экскаватора в целом.

С целью обоснования параметров механизма шагания выполнены теоретические исследования применительно к данной конкретной машине.

Механизм шагания экскаватора обеспечивает перемещение подошвы примерно на 2 м по горизонтали за один шаг. Давление, подаваемое в рабочую полость, в течение шага выталкивает поршень гидроцилиндра на такое же расстояние, соответственно задавая перемещение точки В

относительно упора А (рис. 1, а).

Для анализа рабочего хода механизма методами теории механизмов и машин проведено кинематическое и силовое исследование. Кинематическая схема механизма показана на рис. 2, б. Точки, соответствующие положению опор и соединений (кинематические пары) отмечены на рисунке точно также, как и на конструктивной схеме. Рассматриваемый механизм имеет одну степень свободы, так как содержит 5 подвижных звеньев и 7 кинематических пар 5 класса:

$$S = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1,$$

однако ведущим звеном является ползун В, перемещающийся вдоль подвижного звена (кулисы АВ), а потому при кинематическом и силовом исследовании в общем случае неприменима теория групп Ассур, традиционно используемая в подобных случаях.

Эффективным способом решения задач

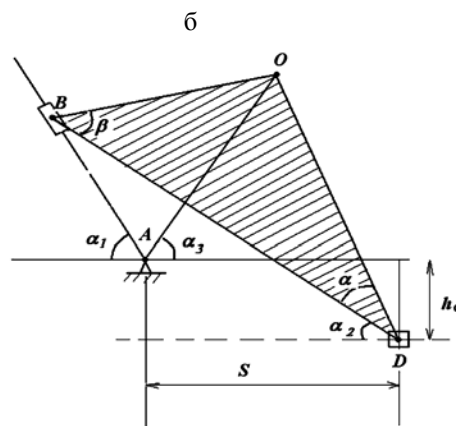
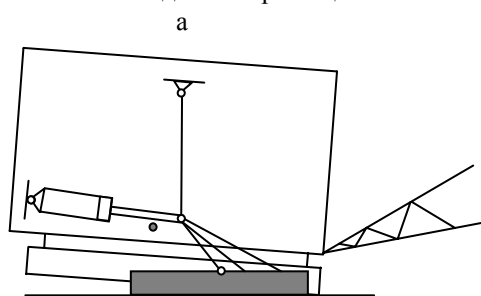


Рис. 1. Конструктивная (а) и кинематическая (б) схемы механизма

кинематики и динамики рассматриваемого механизма является метод замкнутого контура, позволяющий получить результат в аналитическом виде. Данный метод тем более удобен при компьютерных расчетах, так как аналитические формулы легко можно привести к виду, удобному для программирования.

Замкнутые векторные контура для кинематической схемы, приведенной на рис. 1,  $\bar{b}$ , соответствуют системе двух векторных уравнений:

$$\begin{cases} \overrightarrow{AB} + \overrightarrow{BO} + \overrightarrow{OA} = 0, \\ \overrightarrow{AB} + \overrightarrow{BD} + \overrightarrow{DA} = 0. \end{cases}$$

Из этой векторной формы в проекциях на горизонтальную и вертикальную оси получаем скалярную форму, представляющую систему четырех уравнений с четырьмя неизвестными:

$$\begin{cases} -S_1 \cdot \cos \alpha_1 + BO \cdot \cos(\beta - \alpha_2) - OA \cdot \cos \alpha_3 = 0, \\ S_1 \cdot \sin \alpha_1 + BO \cdot \sin(\beta - \alpha_2) - OA \cdot \sin \alpha_3 = 0, \\ -S_1 \cdot \cos \alpha_1 + BD \cdot \cos \alpha_2 - S = 0, \\ S_1 \cdot \sin \alpha_1 - BD \cdot \sin \alpha_2 + h = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где  $S_1 = |AB|$  и полагается заданной величиной,  $S$  – расстояние по горизонтали от упора до скользящего края ( $D$ ), смысл остальных обозначений понятен из рис. 1,  $\bar{b}$ . Геометрические размеры, а значит и углы  $\alpha$  и  $\beta$  полагаем заданными, их можно варьировать при кинематических и силовых расчетах. Углы же наклона звеньев  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$  и расстояние  $S$  в текущем положении механизма определяются из системы уравнений (1).

Полученная система алгебраических уравнений нелинейна относительно неизвестных величин, а поэтому к ней не применимы стандартные методы решения систем линейных уравнений. Однако, невысокий порядок системы позволяет выразить в конечной форме все неизвестные величины.

Не приводя громоздких выкладок, укажем конечные результаты:

$$\begin{cases} \alpha_1 = \arcsin \frac{h}{r} - \delta, \\ \alpha_2 = \alpha_1 - \gamma, \\ \alpha_3 = \arctg \frac{BO \sin(\beta - \alpha_2) + S_1 \sin \alpha_1}{BO \cos(\beta - \alpha_2) - S_1 \cos \alpha_1}, \\ S = BD \cos \alpha_2 - S_1 \cos \alpha_1, \end{cases} \quad (2)$$

$$\text{где } \gamma = \arccos \frac{S_1^2 + BO^2 - OA^2}{2 \cdot BO \cdot S_1} - \beta,$$

$$r = S_1^2 + BD^2 - 2 \cdot S_1 \cdot BD \cdot \cos \gamma,$$

$$\delta = \arctg \frac{BD \cdot \sin \gamma}{S_1 - BD \cdot \cos \gamma}.$$

Результаты расчетов геометрических параметров по указанным формулам хорошо согласуются с реальными представлениями о движении механизма шагания и графической прорисовкой его различных положений.

Для дальнейших исследований движения укажем методику определения кинематических параметров. Очевидно, угловые скорости звеньев можно определить непосредственным дифференцированием по времени уравнений (2). Конечные формулы в явном виде представляют указанные величины по довольно сложным зависимостям от обобщенной координаты  $S_1$ . Вместе с тем, нетрудно заметить, что после дифференцирования уравнений (1) в результате получится система линейных уравнений относительно  $\dot{\alpha}_1$ ,  $\dot{\alpha}_2$ ,  $\dot{\alpha}_3$ ,  $\dot{S}$ :

$$\begin{cases} -\dot{S}_1 \cos \alpha_1 + S_1 \sin \alpha_1 \cdot \dot{\alpha}_1 + BO \sin(\beta - \alpha_2) \cdot \dot{\alpha}_2 + \\ + OA \sin \alpha_3 \cdot \dot{\alpha}_3 = 0, \\ \dot{S}_1 \sin \alpha_1 + S_1 \cos \alpha_1 \cdot \dot{\alpha}_1 - BO \sin(\beta - \alpha_2) \cdot \dot{\alpha}_2 - \\ - OA \sin \alpha_3 \cdot \dot{\alpha}_3 = 0, \\ -\dot{S} \cos \alpha_1 + S_1 \sin \alpha_1 \cdot \dot{\alpha}_1 + BD \sin \alpha_2 \cdot \dot{\alpha}_2 - \dot{S} = 0, \\ \dot{S}_1 \sin \alpha_1 + S_1 \cos \alpha_1 \cdot \dot{\alpha}_1 - BD \sin \alpha_2 \cdot \dot{\alpha}_2 = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Таким образом, для численного решения нет необходимости получать результаты в явном виде. Существует множество стандартных программ по решению систем линейных уравнений. Однако, поскольку порядок системы невысок (пер-

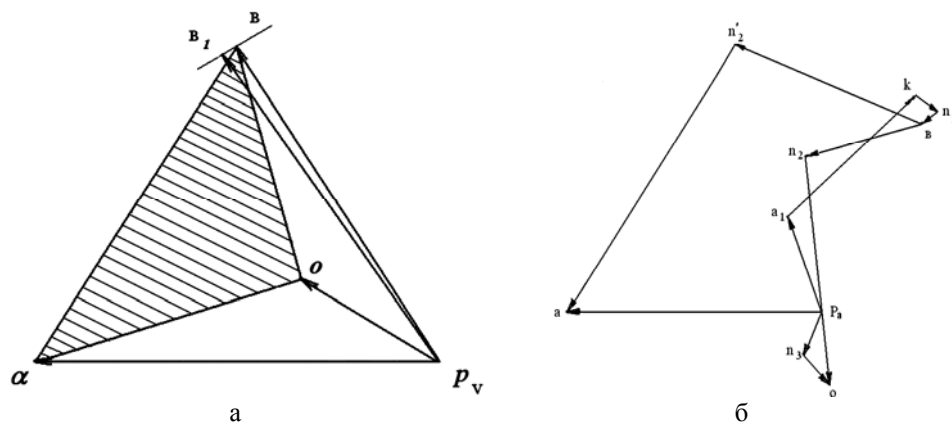


Рис. 2. План аналогов скоростей (а) и план ускорений (б)

вое, второе и четвертое уравнение содержат только три неизвестные угловые скорости), то легко при программировании применить один из известных способов решения линейных систем. Нами при численных расчетах использовалось правило Крамера.

Повторное дифференцирование системы (3) позволяет вновь получить линейные уравнения, содержащие угловые ускорения звеньев механизма и величину линейного ускорения в точке скольжения. Из-за громоздкости полученных уравнений формулы не приводим. Отметим лишь, что главный определитель полученной системы линейных уравнений совпадает с главным определителем системы (3). Порядок решения этой системы точно такой же, как и для системы (3), поэтому более громоздкие выражения правых частей полученных уравнений не вносят дополнительных трудностей при численных расчетах на компьютере.

Результаты расчетов для выбранного контрольного варианта проверялись графически путем построения планов механизма, скоростей и ускорений. Как уже отмечалось выше, рассматриваемый механизм не является механизмом 2 класса с перемещающимся относительно стойки ведущим звеном. В силу этого, проверку нельзя осуществить прямыми построениями по стандартной методике. Отметим,

что построение плана механизма не вызывает затруднений, так как представляет собой простую геометрическую задачу. Методика построения плана скоростей должна быть изменена совсем незначительно: построения следует начинать с последней точки (D) без выбора масштабного коэффициента. Далее все построения, как мы убедились, повторяют обычную стандартную методику, в результате которых последним изображается вектор скорости точки ведущего звена. После этого по известному значению скорости и полученной длине определяется масштабный коэффициент. План скоростей механизма для положения, изображенного на рис. 1, б, приведен на рис. 2, а. План ускорений без выбора масштабного коэффициента построить невозможно, поэтому проводить графические расчеты ни в прямой, ни в обратной последовательности не удастся\*. В данном же случае не нужно проводить независимое построение от начала до конца. Считая расчетное значение ускорения точки D, полученное на компьютере, заданным, мы провели построение в том же порядке, как и для плана скоростей

\* один из возможных вариантов построений методом пробных точек приведен в статье Анкудинова Д. Т., Ляпцева С. А. Некоторые особенности структуры и кинематики рабочего оборудования карьерных экскаваторов. – Известия вузов, горный журнал, № 4, 2004 г. – с 145-150

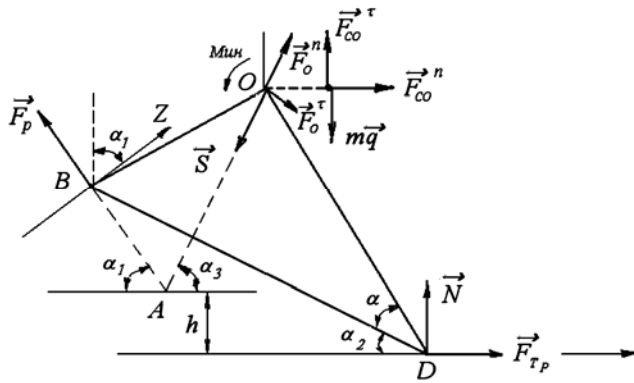


Рис. 3. Схема действующих сил

(рис. 2, б) и убедились в том, что ведущее звено имеет известное (введенное в компьютер) значение, соответствующее контрольному варианту.

Силовой анализ механизма проводится методами теоретической механики. В качестве объекта исследования для принятой кинематической схемы рассматривается звено 2 (BOD на рис. 1, б). В соответствии с принципом Д'Аламбера составлены уравнения равновесия системы действующих активных сил, реакций и сил инерции, показанных на рис. 3. Так как масса экскаватора во много раз больше его отдельных подвижных звеньев, входящих в рассматриваемую кинематическую схему, то к действующим отнесена только сила тяжести экскаватора  $m \cdot g$  ( $m$  – его масса,  $g$  – ускорение свободного падения).

Реакцию в штанге AO направляем вдоль нее, как продольное усилие в невесомом стержне. Реакцию в точке скольжения раскладываем на нормальные реакцию  $N$  и силу трения скольжения  $F_{тр}$  ( $F_{тр} = f \cdot N$ , где  $f$  – коэффициент трения скольжения). Реакция в шарнире B имеет две составляющие, однако из-за малости массы гидроцилиндра и поршня можно пренебрегать составляющей, перпендикулярной оси гидроцилиндра. Продольная же составляющая реакции обусловлена давлением в рабочей полости гидроцилиндра и равна силе давления  $F_p$  поршень (и противоположно ей направле-

на). Инерционные нагрузки сводятся к главному вектору и главному моменту сил инерции  $F_{ин}$  и  $M_{ин}$ . При этом  $M_{ин} = J_C \cdot \varepsilon_2$ , где  $J_C$  – момент инерции корпуса экскаватора. Сила инерции  $F_{ин} = m \cdot a_C$  и направлена противоположно вектору у-

скорения центра масс C. Практика эксплуатации карьерных экскаваторов показывает, что центр масс экскаватора лежит на одной горизонтали с точкой O, поэтому ускорение центра масс в соответствии с формулами плоскопараллельного движения может быть представлено векторно в следующем виде:

$$\begin{aligned} \vec{a}_C &= \vec{a}_O^n + \vec{a}_O^\tau + \vec{a}_{CO}^n + \vec{a}_{CO}^\tau, \\ a_O^n &= \omega_3^2 \cdot AO, \quad a_O^\tau = \varepsilon_3 \cdot AO, \\ \text{где} \quad a_{CO}^n &= \omega_2^2 \cdot CO, \quad a_{CO}^\tau = \varepsilon_2 \cdot CO. \end{aligned}$$

Таким образом, главный вектор сил инерции представлен, соответственно, суммой четырех составляющих  $F_{ин} = F_O^n + F_O^\tau + F_{CO}^n + F_{CO}^\tau$ .

Уравнения равновесия рассматриваемого объекта имеют вид:

$$\begin{cases} \sum M_A = M_{ин} - F_O^\tau AO + (F_{CO}^\tau - mg) \times \\ \times (AO \cos \alpha_3 + CO) + F_{тр} h + N \times \\ \times [AO \cos \alpha_3 + OD \cos(\alpha + \alpha_2)] - \\ - F_{CO}^n AO \sin \alpha_3 = 0, \\ \sum F_z = (N - mg + F_{CO}^\tau) \cos \alpha_1 + \\ + (F_{тр} + F_{CO}^n) \sin \alpha_1 - F_O^\tau \cos(\alpha_1 + \alpha_3) + \\ + (F_O^n - S) \sin(\alpha_1 + \alpha_3) = 0, \\ \sum F_x = -F_p \cos \alpha_1 + (F_O^n - S) \cos \alpha_3 + F_O^\tau \sin \alpha_3 + \\ + (F_{тр} + F_{CO}^n) = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Приведенные уравнения составили основу расчетных формул для кинематического и силового анализа механизма шага экскаватора на компьютере. В каче-

стве исходных данных использованы числовые значения, соответствующие шагающему экскаватору ЭШ 15.90:  $AO = 5,5$  м;  $BO = 7,4$  м.;  $OD = 10$  м;  $CO = 1$  м;  $h = 2$  м; скорость поршня гидроцилиндра постоянна и равна  $V_B = 0,5$  м/с; масса экскаватора  $m = 1,6 \cdot 10^5$  кг; коэффициент трения скольжения о грунт принят равным  $f = 0,5$ . Расчет проводился для условия выдвижения поршня из гидроцилиндра так, что в начальный момент времени  $AB_0 = 4$  м, а в конечный момент  $AB_K = 6$  м. Результаты расчетов с шагов движения поршня  $\Delta S_1 = 0,2$  м приведены в таблице.

Анализ результатов показывает, что:

- 1) гидроцилиндр сохраняет почти горизонтальное расположение в течение всего рабочего хода;
- 2) корпус экскаватора не меняет своего первоначального расположения, раскачивание корпуса не превышает 1-1,5 градусов;
- 3) угол наклона рычага  $AO$  меняется почти симметрично относительно верти-

кали и обеспечивает величину шага экскаватора около 2 м;

4) угловые скорости гидроцилиндра, корпуса экскаватора, рычага  $AO$  меняются незначительно;

5) их угловые ускорения близки к нулю;

7) скорость скольжения крайней точки башмака соответствует скорости движения поршня гидроцилиндра, движение происходит практически равномерно;

8) при перемещении экскаватора его корпус сохраняет устойчивое положение равновесия ( $N$  больше нуля);

9) для обеспечения равномерного движения поршня гидроцилиндра и, следовательно, экскаватора, давление в гидроцилиндре следует изменять, а к моменту окончания шага следует замедлять движение поршня, подавая жидкость в противоположную полость;

10) максимальное усилие, передаваемое на поршень гидроцилиндра составляет 0,38 МН, что при номинальном давлении 17,5 МПа соответствует площади поперечного сечения поршня  $0,021$  м<sup>2</sup>, т. е., его диаметр следует выбирать равным 0,16 м.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.с. № 1239229. Механизм шагания экскаватора // Суслов Н.М. и др. SU, опублик. в БИ № 23, 1986.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
3. Никитин Н.Н. Курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 1990. – С. 359-362.

#### Коротко об авторах

Ляцев С.А. – доктор технических наук, заведующий кафедрой технической механики,  
Сулов Н.М. – кандидат технических наук, заведующий кафедрой горных машин,  
Холодильни О.А. – студент

Уральская государственная горно-геологическая академия.

