

УДК 69.002.51:621.225.2

## О скорости пространственного перемещения гидроцилиндров рабочего оборудования многозвенной машины

Д.Ю. Кобзов<sup>1 a</sup>, С.П. Ереско<sup>2 b</sup>, В.В. Жмуров<sup>1 c</sup>, А.Ю. Кулаков<sup>1 d</sup>, А.А. Трофимов<sup>1 e</sup>

<sup>1</sup>Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

<sup>2</sup>Сибирский государственный аэрокосмический университет им. М.Ф. Решетнёва, пр. «Красноярский рабочий» 31, Красноярск, Россия

<sup>a</sup>kobzov7159@mail.ru, <sup>b</sup>eresko07@mail.ru, <sup>c</sup>wzhmurov@mail.ru, <sup>d</sup>akul333@mail.ru, <sup>e</sup>trofimov@brstu.ru

Статья поступила 28.07.2015, принята 30.08.2015

*Увеличение единичных мощностей дорожных и строительных машин (ДСМ) применительно к гидроцилиндрам привода их рабочего оборудования неразрывно связано с повышением уровня давления рабочей жидкости гидросистем, увеличением скорости перемещения штока и его хода, а, следовательно, размеров гидроцилиндров и, зачастую, интенсивности использования их во времени. Негативным проявлением этого является резкое увеличение эксплуатационных нагрузок, ухудшение условий и режима функционирования и неизбежное снижение их надежности. Гидроцилиндр двустороннего действия с односторонним штоком в процессе функционирования подвержен продольно-поперечному нагружению, вследствие чего он деформируется в вертикальной продольной плоскости с появлением полного прогиба, который резко увеличивает действующие на него изгибающие нагрузки и реакции в подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра. Кроме этого, гидроцилиндры многозвенных машин в процессе работы совершают значительное пространственное перемещение, сопровождающееся остановками и сменой направления движения, что приводит к возникновению динамических нагрузок, ухудшающих процесс функционирования гидроцилиндров. Применительно к длинноходовым гидроцилиндрам особую опасность представляет их мгновенная остановка в пространстве при встрече многозвенного рабочего оборудования машины с непреодолимым препятствием. Таким образом, оценка скорости пространственного перемещения гидроцилиндров многозвенного рабочего оборудования конкретной машины является актуальной задачей.*

**Ключевые слова:** гидроцилиндр; динамика; пространственное перемещение; скорость.

## Velocity of spatial migration of hydraulic cylinders in the implement of multi-link machine

D.Yu. Kobzov<sup>1 a</sup>, S.P. Eresko<sup>2 b</sup>, V.V. Zhmurov<sup>1 c</sup>, A.A. Kulakov<sup>1 d</sup>, A.A. Trofimov<sup>1 e</sup>

<sup>1</sup>Bratsk State University; 40, Makarenko St., Bratsk, Russia

<sup>2</sup>Siberian State Aerospace University named after academician M.F. Reshetnev; 31, Krasnoyarsky Rabochoy Ave., Krasnoyarsk, Russia

<sup>a</sup>kobzov7159@mail.ru, <sup>b</sup>eresko07@mail.ru, <sup>c</sup>wzhmurov@mail.ru, <sup>d</sup>akul333@mail.ru, <sup>e</sup>trofimov@brstu.ru

Received 28.07.2015, accepted 30.08.2015

*The increase in unit capacity of road and building machinery in relation to the hydraulic cylinders in the drive of their implement is inextricably connected with the increase in level of hydraulic fluid pressure, increase in the velocity of the stock and its valve rod and, consequently, in sizes of hydraulic cylinders and often in intensity of their use over time. The negative development of all these points is the sharp increase in operating loads, deterioration of operation conditions and modes and inevitable decrease of their reliability. When operating, double-acting hydraulic cylinder with a unilateral stock is exposed to lengthwise-transverse loading, whereupon it is deformed in the vertical longitudinal plane with full deflection, which greatly increases transverse loadings and reactions in movable sealed couplings of hydraulic cylinder. In addition, when operating, hydraulic cylinders of multi-link machines make significant spatial migration with stoppages and changes in motion direction, which gives rise to dynamic loadings decreasing operating process for hydraulic cylinders. As for the long-stroke hydraulic cylinders, their momentary stoppage in the space when meeting the implement of multi-link machine with an insurmountable obstacle, is of special danger. Thus, the assessment of the velocity of spatial migration of hydraulic cylinders in the implement of a multi-link machine is an urgent task.*

**Key words:** hydraulic cylinder; dynamics; spatial migration; velocity.

**Введение.** В процессе функционирования гидрофицированной дорожной и (или) строительной машины (ДСМ) с многозвенным рабочим оборудованием, наглядным примером которой является многофункциональный одноковшовый экскаватор, ее гидроцилиндры совершают сложное пространственное перемещение [1–

3]. Мгновенный останов рабочего оборудования, например в момент его встречи с непреодолимым препятствием, увеличивает действующую на гидроцилиндр нагрузку за счет ее динамического приращения [1; 4], что может привести к потере гидроцилиндром работоспособности и отказу ДСМ в целом [5–7]. В связи с этим пред-

ставляется важной задачей описание скоростей движения каждого из элементов многозвенного рабочего оборудования машины.

**Решение.** Текущее пространственное положение каждого из гидроцилиндров одноковшового экскаватора (подъем стрелы, поворот рукояти и привода ковша) в отдельности (рис. 1) соответственно описывается формулами [1; 2]:

$$\Theta_c = \pi - \angle A_1 B_1 C_1 |_{i} - \varphi_1;$$

$$\Theta_p = \angle B_1 A_1 C_1 |_{i} - \varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_3 + \angle A_2 B_2 C_2 |_{i};$$

(1)

$$\Theta_k = \angle B_1 A_1 C_1 |_{i} - \varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_3 - \angle B_2 A_2 C_2 |_{i} + \pi - \varphi_4 - \varphi_5 + \angle A_3 B_3 C_3 |_{i};$$
 (2)

либо справедливым для каждого универсальным равенством:

$$\Theta_n = \langle \{ [ (\pi - \angle A_1 B_1 C_1 |_{i} - \varphi_1) - \angle A_1 C_1 B_1 |_{i} ] - \varphi_2 - \varphi_3 + \angle A_2 B_2 C_2 |_{i} \} + \angle A_2 C_2 B_2 |_{i} \rangle - \varphi_4 - \varphi_5 + \angle A_3 B_3 C_3 |_{i},$$

в котором характеристики, заключенные в круглые скобки, описывают расположение относительно поверхности тяготения гидроцилиндра стрелы, в квадратные скобки — стрелы, в фигурные — гидроцилиндра рукояти, в треугольные — рукояти, а все вместе определяют положение в пространстве гидроцилиндра ковша. Индекс «*i*» указывает на вариантность углов, а значит, и характеристики  $\Theta_n$  во времени.

Продифференцировав последнюю функцию по времени и выделив тем самым из плоскопараллельного перемещения материальной точки вращения относительно некоторого полюса, являющегося одновременно мгновенным центром скоростей, принимая во внимание, что скорость движения штоков гидроцилиндров ДСМ равномерна [1; 2] либо близка к таковой, то есть:

$$dz/dt = z/t, \quad (3)$$

получаем универсальное выражение для нахождения скорости поворота в пространстве конкретного гидроцилиндра или любого из элементов рабочего оборудования ДСМ относительно мгновенного центра вращения в соответствии с известным алгоритмом ее функционирования:

$$\begin{aligned} \omega_n = & -d(\angle A_1 B_1 C_1 |_{i})/dt_1 |_{ci} - d(\angle A_1 C_1 B_1 |_{i})/dt_1 |_{c} + \\ & + d(\angle A_2 B_2 C_2 |_{i})/dt_2 |_{pi} + d(\angle A_2 C_2 B_2 |_{i})/dt_2 |_{p} + \\ & + d(\angle A_3 B_3 C_3 |_{i})/dt_3 |_{ki}. \end{aligned} \quad (4)$$

Слагаемые в записи (4) перед индексами «*ci*», «*pi*» и «*ki*» характеризуют динамику соответственно гидроцилиндров привода стрелы, рукояти и рычага ковша ДСМ, а «*c*», «*p*» и «*k*» — собственно стрелы, рукояти и рычага ковша. Другими словами, вращение любого последующего элемента многозвенного оборудования представляется суммой угловых скоростей предыдущих элементов на основании основных положений

сложения вращений вокруг параллельных осей.

Комбинируя члены равенства (4) с учетом уравнений (1), (2), можно записать выражения для оценки собственных скоростей пространственного движения:

– стрелы (рис. 2):

$$\omega_c = d(\angle B_1 A_1 C_1 |_{i})/dt;$$

– рукояти (рис. 2):

$$\omega_p = -d(\angle B_2 A_2 C_2 |_{i})/dt;$$

– рычага ковша (рис. 2):

$$\omega_k = -d(\angle B_3 A_3 C_3 |_{i})/dt;$$

– гидроцилиндра стрелы (рис. 2):

$$\omega_{ci} = -d(\angle A_1 B_1 C_1 |_{i})/dt;$$

– гидроцилиндра рукояти (рис. 2):

$$\omega_{pi} = d(\angle A_2 B_2 C_2 |_{i})/dt;$$

– гидроцилиндра ковша (рис. 2):

$$\omega_{ki} = d(\angle A_3 B_3 C_3 |_{i})/dt;$$

– рукояти при движущейся стреле (рис. 2):

$$\omega_{pc} = d(\angle B_1 A_1 C_1 |_{i})/dt;$$

– рычага ковша при движущейся стреле (рис. 2):

$$\omega_{kc} = d(\angle B_1 A_1 C_1 |_{i})/dt;$$

– рычага ковша при движущейся рукояти (рис. 2):

$$\omega_{kp} = -d(\angle B_2 A_2 C_2 |_{i})/dt;$$

– рычага ковша при одновременно движущихся стреле и рукояти (рис. 2):

$$\omega_{kpc} = d(\angle B_1 A_1 C_1 |_{i})/dt - d(\angle B_2 A_2 C_2 |_{i})/dt;$$

– функционирующего гидроцилиндра рукояти при одновременно движущейся стреле (рис. 3):

$$\omega_{pic} = d(\angle B_1 A_1 C_1 |_{i})/dt + d(\angle A_2 B_2 C_2 |_{i})/dt;$$

– функционирующего гидроцилиндра ковша при одновременно движущейся стреле (рис. 3):

$$\omega_{kic} = d(\angle B_1 A_1 C_1 |_{i})/dt + d(\angle A_3 B_3 C_3 |_{i})/dt;$$

– функционирующего гидроцилиндра ковша при одновременно движущейся рукояти (рис. 3):

$$\omega_{kip} = -d(\angle B_2 A_2 C_2 |_{i})/dt + d(\angle A_3 B_3 C_3 |_{i})/dt;$$

– функционирующего гидроцилиндра ковша при одновременно движущихся стреле и рукояти (рис. 4):

$$\omega_{kipc} = d(\angle B_1 A_1 C_1 |_{i})/dt - d(\angle B_2 A_2 C_2 |_{i})/dt + d(\angle A_3 B_3 C_3 |_{i})/dt.$$

Используемые выше отдельные угловые скорости для всех рассматриваемых случаев (треугольник

$\Delta ABC$  привода любого элемента рабочего оборудования) с учетом условия (3) могут быть представлены (рис. 1) в виде:

$$\begin{aligned} d(\angle ABC|_i)/dt &= (d/dt) \arccos \\ &\langle \{ [l_0 + l_3 - l_6 + (dz/dt)t]^2 + c^2 - b^2 \} \div \\ &\div 2c [l_0 + l_3 - l_6 + (dz/dt)t] \rangle = \\ &= -(dz/dt) \{ b/c [l_3 + (l_0 + z) - l_6] \} \\ &[\cos(\angle ABC|_i) / \sin(\angle ABC|_i)] \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} d(\angle ACB|_i)/dt &= (d/dt) \arccos \\ &\langle \{ [l_0 + l_3 - l_6 + (dz/dt)t]^2 + b^2 - c^2 \} \div \\ &\div 2b [l_0 + l_3 - l_6 + (dz/dt)t] \rangle = \\ &= -(dz/dt) \{ c/b [l_3 + (l_0 + z) - l_6] \} \\ &[\cos(\angle ACB|_i) / \sin(\angle ACB|_i)] \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} d(\angle BAC|_i)/dt &= \\ &= (d/dt) \arccos \langle \{ b^2 + c^2 - [l_0 + l_3 - l_6 + (dz/dt)t]^2 \} \div \\ &\div 2bc \rangle = (dz/dt) \{ [l_3 + (l_0 + z) - l_6] / bc \} \operatorname{cosec}(\angle BAC|_i), \end{aligned} \quad (7)$$

а входящие в эти формулы углы  $\angle ABC|_i$ ,  $\angle ACB|_i$ , и  $\angle BAC|_i$  записаны следующим образом:

$$\begin{aligned} (\angle ABC|_i) &= \arccos \\ &\langle \{ [l_3 + (l_0 + z) - l_6]^2 + c^2 - b^2 \} \div 2c [l_3 + (l_0 + z) - l_6] \rangle; \\ (\angle ACB|_i) &= \arccos \\ &\langle \{ [l_3 + (l_0 + z) - l_6]^2 + b^2 - c^2 \} \div 2c [l_3 + (l_0 + z) - l_6] \rangle; \\ (\angle BAC|_i) &= \arccos \langle \{ b^2 + c^2 - [l_3 + (l_0 + z) - l_6]^2 \} \div 2bc \rangle. \end{aligned} \quad (8)$$

Здесь необходимо добавить, что зависимости (5)–(7) справедливы лишь для примера выдвигания штока из корпуса гидроцилиндра. В обратном случае следует изменить общий знак функции на противоположный. Кроме того, в предложенном варианте изменение хода штока  $z$  происходит от минимального значения до максимального, то есть от 0 до  $z_{max}$  вообще или от  $z_{min}$  до  $(z_{min} + k_z z_{max})$  для конкретной ДСМ [1].

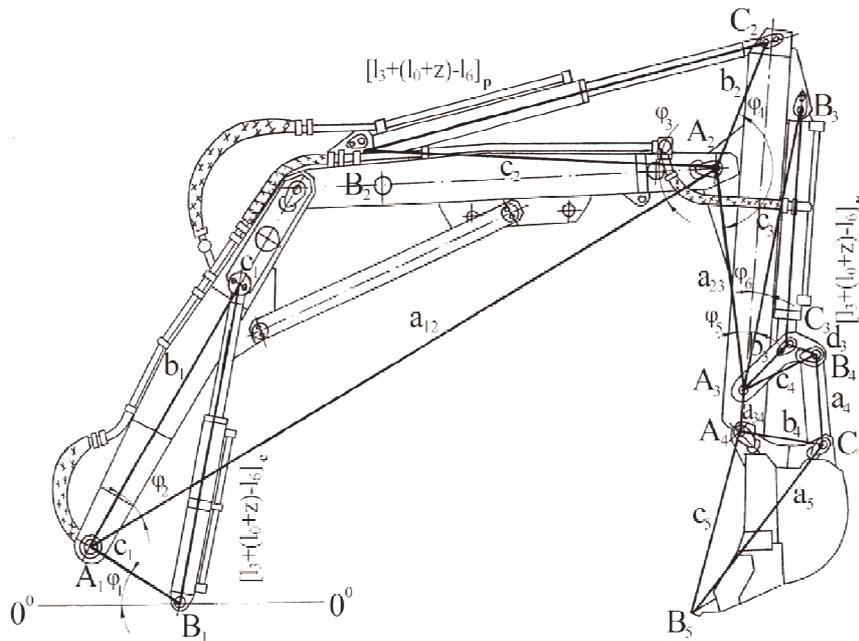


Рис. 1. Расчетная схема для определения характеристик пространственного расположения гидроцилиндров рабочего оборудования некоторых одноковшовых гидрофицированных ТТМ различного функционального назначения

Принимая во внимание выведенные выше формулы, следует дальше представить выражения для получения количественных оценок скоростей  $V_A$  и  $V_B$  в точках  $A$  и  $B$  крепления гидроцилиндров [1] стрелы, рукояти и ковша многозвенной ДСМ при их собственном функционировании.

Итак, искомые линейные скорости равны:

– при работе собственно интересующих гидроцилиндров (рис. 2):

$$V_{Aci} = \omega_{ci} r_{ci} = \omega_{ci} [l_3 + (l_0 + z) - l_6]_e;$$

$$\begin{aligned} V_{Bci} &= 0; \\ V_{Api} &= \omega_{pi} r_{p1} = \omega_{pi} [l_3 + (l_0 + z) - l_6]_p; \\ V_{Bpi} &= 0; \\ V_{Aki} &= \omega_{ki} r_{k1} = \omega_{ki} [l_3 + (l_0 + z) - l_6]_k; \\ V_{Bki} &= 0; \end{aligned}$$

– при движении элементов рабочего оборудования (рис. 2):

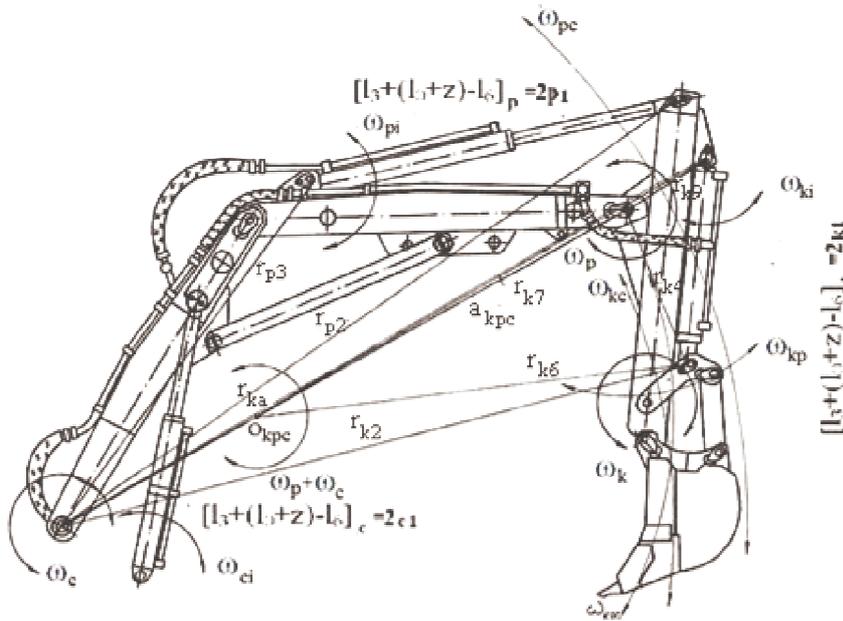
$$V_{Apc} = \omega_{pc} r_{p2};$$

$$\begin{aligned}
 V_{Bpc} &= \omega_{pc} r_{p3}; & V_{Akc} &= \omega_{kc} r_{k2}; \\
 V_{Akc} &= \omega_{kc} r_{k2}; & V_{Bkc} &= \omega_{kc} r_{k3}; \\
 V_{Bkc} &= \omega_{kc} r_{k3}; & V_{Akip} &= \omega_{kip} r_{k10}; \\
 V_{Akp} &= \omega_{kp} r_{k4}; & V_{Bkip} &= \omega_{kip} r_{k11}; \\
 V_{Bkp} &= \omega_{kp} r_{k5}; & V_{Akipc} &= \omega_{kipc} r_{k12}; \\
 V_{Akp c} &= \omega_{kp c} r_{k6}; & V_{Bkipc} &= \omega_{kipc} r_{k13}; \\
 V_{Bkp c} &= \omega_{kp c} r_{k7}; & & 
 \end{aligned}$$

– при их совместном сложном перемещении (рис. 3, 4):

$$\begin{aligned}
 V_{Apic} &= \omega_{pic} r_{p4}; \\
 V_{Bpic} &= \omega_{pic} r_{p5};
 \end{aligned}$$

Здесь геометрические характеристики  $r_{p2} \dots r_{p5}$  и  $r_{k2} \dots r_{k13}$ , за исключением известных конструктивных параметров  $r_{p3}$  и  $r_{k5}$  рабочего оборудования рассматриваемой ДСМ, определяются следующим образом.



**Рис. 2.** Расчетная схема для определения параметров движения рабочего оборудования многосвальной одноковшовой гидрофицированной ТТМ при оценке собственных скоростей движения элементов ее рабочего оборудования

Радиус  $r_{p2}$  (рис. 2) поворота отключенного гидроцилиндра рукояти в результате перемещения стрелы составляет:

$$r_{p2} = \sqrt{r_{p1}^2 + r_{p3}^2 - 2r_{p1}r_{p3}\cos(\angle A_1B_2C_2)},$$

где угол  $\angle A_1B_2C_2$  (рис. 1) равен:

$$\angle A_1B_2C_2 = \angle A_1B_2A_2 + \angle A_2B_2C_2.$$

В этой сумме первое слагаемое находится по теореме косинусов:

$$\angle A_1B_2A_2 = \arccos \left[ \frac{r_{p3}^2 + c_2^2 - a_{12}^2}{2r_{p3}c_2} \right]$$

а последнее — задается (выражение (8)) как конкретная характеристика расположения рабочего оборудования в момент его торможения.

Радиусы  $r_{p4}$  и  $r_{p5}$  (рис. 3) поворота вокруг центра  $O_{pic}$  функционирующего гидроцилиндра рукояти при подвижной стреле с учетом основных положений сложения вращений вокруг параллельных осей составляют:

$$r_{p4} = \sqrt{r_{p1}^2 + r_{p5}^2 - 2r_{p1}r_{p5}\cos(\angle A_1B_2C_2)};$$

$$r_{p5} = \omega_c r_{p3} / (\omega_c + \omega_{pi}).$$

Радиусы  $r_{k2}$  и  $r_{k3}$  (рис. 2) поворота отключенного гидроцилиндра ковша в результате перемещения стрелы составляют:

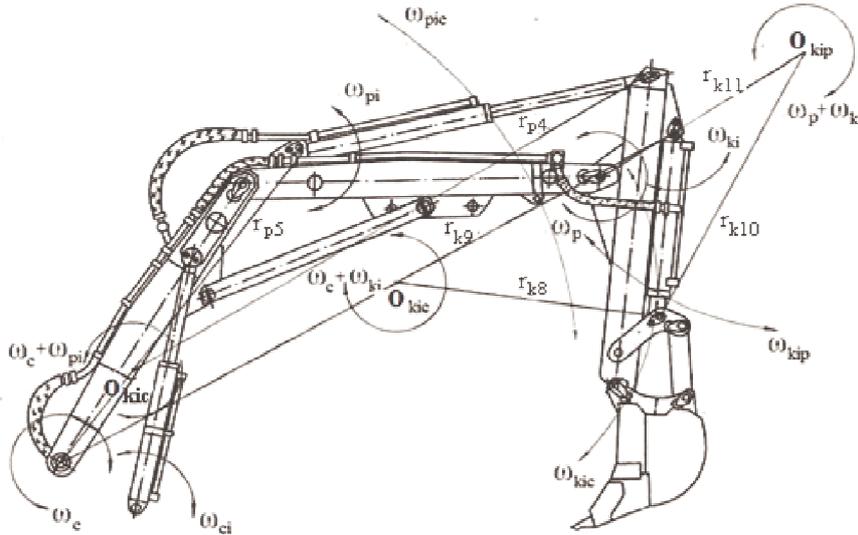
$$r_{k2} = \sqrt{r_{k1}^2 + r_{k3}^2 - 2r_{k1}r_{k3}\cos(\angle A_1B_3C_3)};$$

$$r_{k3} = \sqrt{a_{12}^2 + r_{k5}^2 - 2a_{12}r_{k5}\cos(\angle A_1A_2B_3)}; \quad (10)$$

В первом выражении угол  $\angle A_1B_3C_3$  (рис. 1), описываемый суммой:

$$\angle A_1B_3C_3 = \angle A_1B_3A_2 + \angle A_2B_3A_3 + \angle A_3B_3C_3, \quad (11)$$

также назначается в зависимости от конкретного расположения рабочего оборудования.



**Рис. 3.** Расчетная схема для определения параметров движения работающих гидроцилиндров рукояти и ковша при движущейся стреле, а также работающего гидроцилиндра ковша при одновременно движущейся рукояти многозвенной одноковшовой гидрофицированной ДСМ

При этом первое слагаемое равно:

$$\angle A_1 B_3 A_2 = \arccos \left[ \frac{r_{k3}^2 + r_{k5}^2 - a_{12}^2}{2r_{k3}r_{k5}} \right]$$

второе описывается формулой:

$$\angle A_2 B_3 A_3 = \arccos \left[ \frac{r_{k5}^2 + c_3^2 - a_{23}^2}{2r_{k5}c_3} \right] \quad (12)$$

а последнее определяется зависимостью вида (8).

Угол  $\angle A_1 A_2 B_3$  (рис. 1) в равенстве (10), равный:

$$\angle A_1 A_2 B_3 = \angle A_1 A_2 B_2 + \angle B_2 A_2 C_2 + \angle C_2 A_2 B_3, \quad (13)$$

также заранее устанавливается для исследуемого в данный момент варианта внезапного торможения рабочего оборудования ДСМ. Здесь один угол  $\angle B_2 A_2 C_2$  находится из выражения вида (9), второй угол  $\angle C_2 A_2 B_3$  является конструктивным параметром рукояти, а последний  $\angle A_1 A_2 B_2$  может быть исчислен по формуле:

$$\angle A_1 A_2 B_2 = \arccos \left[ \frac{a_{12}^2 + c_2^2 - r_{p3}^2}{2a_{12}c_2} \right].$$

Радиус  $r_{k4}$  (рис. 2) поворота отключенного гидроцилиндра ковша в результате движения рукояти находится из равенства:

$$r_{k4} = \sqrt{r_{k1}^2 + r_{k5}^2 - 2r_{k1}r_{k5} \cos(\angle A_2 B_3 C_3)}, \quad (14)$$

в котором угол  $\angle A_2 B_3 C_3$  характеризуется суммой углов:

$$\angle A_2 B_3 C_3 = \angle A_2 B_3 A_3 + \angle A_3 B_3 C_3. \quad (15)$$

В ней первое слагаемое уже исчислено выше по формуле (12) либо может быть определено из выражения:

$$\angle A_2 B_3 C_3 = \angle A_1 B_3 C_3 - \angle A_1 B_3 A_2 - \angle A_3 B_3 C_3,$$

а последнее — также задается (выражение (8)) как конкретная характеристика расположения рабочего оборудо-

дования в момент торможения.

Радиусы  $r_{k6}$  и  $r_{k7}$  (рис. 2) поворота вокруг центра вращения  $O_{kpc}$  отключенного гидроцилиндра ковша при одновременно подвижных стреле и рукояти определяются по формулам:

$$r_{k6} = \sqrt{r_{k1}^2 + r_{k7}^2 - 2r_{k1}r_{k7} \cos(\angle O_{kpc} B_3 C_3)};$$

$$r_{k7} = \sqrt{a_{kpc}^2 + r_{k5}^2 - 2a_{kpc}r_{k5} \cos(\angle A_1 A_2 B_3)},$$

в которых величина  $a_{kpc}$  (рис. 2) согласно равна:

$$a_{kpc} = \omega_c a_{12} / (\omega_c + \omega_p), \quad (16)$$

а угол  $\angle O_{kpc} B_3 C_3$  характеризуется равенством:

$$\angle O_{kpc} B_3 C_3 = \angle O_{kpc} B_3 A_2 + \angle A_2 B_3 C_3.$$

Здесь угол  $\angle O_{kpc} B_3 A_2$  рассчитывается по формуле:

$$\angle O_{kpc} B_3 A_2 = \arccos \left[ \frac{r_{k5}^2 + r_{k7}^2 - a_{kpc}^2}{2r_{k5}r_{k7}} \right]$$

а угол  $\angle A_2 B_3 C_3$  уже определен выше (выражение (15)).

Радиусы  $r_{k8}$  и  $r_{k9}$  (рис. 3) поворота вокруг центра  $O_{kic}$  функционирующего гидроцилиндра ковша при подвижной стреле составляют:

$$r_{k8} = \sqrt{r_{k1}^2 + r_{k9}^2 - 2r_{k1}r_{k9} \cos(\angle A_1 B_3 C_3)};$$

$$r_{k9} = \omega_c r_{k3} / (\omega_c + \omega_{ki}).$$

При этом видно, что угол  $\angle A_1 B_3 C_3$ , равно как и угол  $\angle A_1 A_2 B_3$ , входящий в зависимость для нахождения параметра  $r_{k3}$ , уже определены — выражения (11) и (13), с той лишь разницей, что угол  $\angle A_3 B_3 C_3$ , заклю-

ченный первым из них, необходимо учитывать как переменную величину.

Радиусы  $r_{k10}$  и  $r_{k11}$  (рис. 3) поворота вокруг полюса  $O_{kip}$  работающего гидроцилиндра ковша при запертом гидроцилиндре стрелы, но подвижной рукояти равны:

$$r_{k10} = \sqrt{r_{k4}^2 + (r_{k5} - r_{k11})^2 - 2r_{k4}(r_{k5} - r_{k11})\cos(\angle B_3A_2C_3)};$$

$$r_{k11} = \omega_p r_{k5} / (\omega_p + \omega_{ki}).$$

Здесь величина радиуса  $r_{k4}$  определена ранее — выражение (14), а переменный угол  $\angle B_3A_2C_3$  (рис. 1, 3) равен:

$$\angle B_3A_2C_3 = \arccos\left[\frac{r_{k4}^2 + r_{k5}^2 - r_{k1}^2}{2r_{k4}r_{k5}}\right].$$

Наконец, последние радиусы,  $r_{k12}$  и  $r_{k13}$  (рис. 3, 4), поворота вокруг центра  $O_{kpc}$  работающего гидроцилиндра ковша при совместном движении других элементов рабочего оборудования ДСМ находятся по формулам:

$$r_{k12} = \sqrt{r_{k6}^2 + (a_{kpc} - r_{k13})^2 - 2r_{k6}(a_{kpc} - r_{k13})\cos(\angle C_3O_{kpc}O_{kipc})};$$

$$r_{k13} = (\omega_c + \omega_p) a_{kpc} / (\omega_c + \omega_p + \omega_{ki}),$$

в которых угол  $\angle C_3O_{kpc}O_{kipc}$  равен:

$$\angle C_3O_{kpc}O_{kipc} = \arccos\left[\frac{r_{k6}^2 + a_{kpc}^2 - r_{k1}^2}{2r_{k6}a_{kpc}}\right]$$

а расстояние  $a_{kpc}$  от мгновенного центра скоростей  $O_{kpc}$  (рис. 3) до точки  $B_3$  собственного поворота гидроцилиндра ковша (рис. 1) может быть отображено зависимостью:

$$a_{kpc} = \sqrt{a_{kpc}^2 + r_{k5}^2 - 2a_{kpc}r_{k5}\cos(\angle A_1A_2B_3)},$$

в которой угол  $\angle A_1A_2B_3$  и плечо  $a_{kpc}$  задаются для рассматриваемого примера соответственно зависимостями (13) и (16).

После сделанных выше выкладок, описывающих мгновенные абсолютные скорости  $V_A$  и  $V_B$  перемещения опорных элементов гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша многозвенной рабочего оборудования ДСМ при ее функционировании, окончательно опишем их тангенциальные составляющие  $V_A^t$  и  $V_B^t$ .

При работе собственно рассматриваемых гидроцилиндров искомые характеристики их динамического нагружения равны (рис. 2):

$$V_{Aci}^t = V_{Aci};$$

$$V_{Bci}^t = 0;$$

$$V_{Api}^t = V_{Api};$$

$$V_{Bpi}^t = 0;$$

$$V_{Aki}^t = V_{Aki};$$

$$V_{Bki}^t = 0.$$

Для отключенного гидроцилиндра рукояти при подвижной стреле скорости  $V_{Apc}^t$  и  $V_{Bpc}^t$  определяются равенствами (рис. 2):

$$V_{Apc}^t = V_{Apc} \left| \cos(\angle A_1C_2B_2) \right|;$$

$$V_{Bpc}^t = V_{Bpc} \left| \cos(\angle A_1B_2C_2) \right|.$$

Здесь, при уже найденных геометрических характеристиках, углы  $\angle A_1C_2B_2$  и  $\angle A_1B_2C_2$  характеризуются зависимостями:

$$\angle A_1C_2B_2 = \arccos\left[\frac{r_{p1}^2 + r_{p2}^2 - r_{p3}^2}{2r_{p1}r_{p2}}\right];$$

$$\angle A_1B_2C_2 = \arccos\left[\frac{r_{p1}^2 + r_{p3}^2 - r_{p2}^2}{2r_{p1}r_{p3}}\right];$$

Для функционирующего гидроцилиндра рукояти при подвижной стреле скорости  $V_{Apic}^t$  и  $V_{Bpic}^t$  составляют (рис. 3):

$$V_{Apic}^t = V_{Apic} \left| \cos(\angle O_{pic}C_2B_2) \right|;$$

$$V_{Bpic}^t = V_{Bpic} \left| \cos(\angle O_{pic}B_2C_2) \right|.$$

В этих выражениях углы  $\angle O_{pic}C_2B_2$  и  $\angle O_{pic}B_2C_2$  равны:

$$\angle O_{pic}C_2B_2 = \arccos\left[\frac{r_{p1}^2 + r_{p4}^2 - r_{p5}^2}{2r_{p1}r_{p4}}\right];$$

$$\angle O_{pic}B_2C_2 = \arccos\left[\frac{r_{p1}^2 + r_{p5}^2 - r_{p4}^2}{2r_{p1}r_{p5}}\right];$$

Для неработающего гидроцилиндра ковша при движущейся стреле искомые параметры описываются зависимостями (рис. 2):

$$V_{Akc}^t = V_{Akc} \left| \cos(\angle A_1C_3B_3) \right|;$$

$$V_{Bkc}^t = V_{Bkc} \left| \cos(\angle A_1B_3C_3) \right|.$$

Равно как и выше, углы  $\angle A_1C_3B_3$  и  $\angle A_1B_3C_3$  в уже известных обозначениях могут быть представлены равенствами:

$$\angle A_1C_3B_3 = \arccos\left[\frac{r_{k1}^2 + r_{k2}^2 - r_{k3}^2}{2r_{k1}r_{k2}}\right];$$

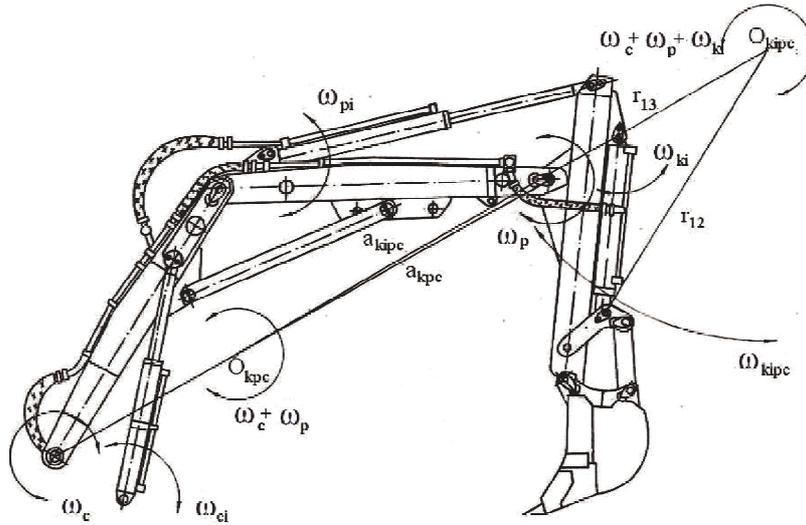
$$\angle A_1B_3C_3 = \arccos\left[\frac{r_{k1}^2 + r_{k3}^2 - r_{k2}^2}{2r_{k1}r_{k3}}\right];$$

когда второй уже выведен ранее (выражение (11)).

Для включенного гидроцилиндра ковша в аналогичном случае требуемые параметры отвечают выражениям (рис. 3):

$$V_{Akc}^t = V_{Akc} \left| \cos(\angle O_{kic}C_3B_3) \right|;$$

$$V_{Bkc}^t = V_{Bkc} \left| \cos(\angle O_{kic}B_3C_3) \right|.$$



**Рис. 4.** Расчетная схема для определения параметров движения работающего гидроцилиндра ковша при одновременно движущихся стреле и рукояти многозвенной одноковшовой гидрофицированной ДСМ

В этих формулах углы  $\angle O_{kic}C_3B_3$  и  $\angle O_{kic}B_3C_3$  определяются равенствами:

$$\angle O_{kic}C_3B_3 = \arccos\left[\frac{r_{k1}^2 + r_{k8}^2 - r_{k9}^2}{2r_{k1}r_{k8}}\right];$$

$$\angle O_{kic}B_3C_3 = \arccos\left[\frac{r_{k1}^2 + r_{k9}^2 - r_{k8}^2}{2r_{k1}r_{k9}}\right];$$

Для отключенного гидроцилиндра ковша при перемещающейся рукояти скорости  $V'_{Akp}$  и  $V'_{Bkp}$  составляют (рис. 2):

$$V'_{Akp} = V_{Akp} \left| \cos(\angle A_2C_3B_3) \right|;$$

$$V'_{Bkp} = V_{Bkp} \left| \cos(\angle A_2B_3C_3) \right|.$$

По аналогии с вышеприведенными рассуждениями запишем:

$$\angle A_2C_3B_3 = \arccos\left[\frac{r_{k1}^2 + r_{k4}^2 - r_{k5}^2}{2r_{k1}r_{k4}}\right];$$

$$\angle A_2B_3C_3 = \arccos\left[\frac{r_{k1}^2 + r_{k5}^2 - r_{k4}^2}{2r_{k1}r_{k5}}\right];$$

Для работающего гидроцилиндра ковша при одновременно перемещающейся рукояти тангенциальные составляющие  $V'_{Akip}$  и  $V'_{Bkip}$  (рис. 3) равны:

$$V'_{Akip} = V_{Akip} \left| \cos(\angle O_{kip}C_3B_3) \right|;$$

$$V'_{Bkip} = V_{Bkip} \left| \cos(\angle O_{kip}B_3C_3) \right|.$$

В этих равенствах углы  $\angle O_{kip}C_3B_3$  и  $\angle O_{kip}B_3C_3$  могут быть расписаны следующим образом:

$$\angle O_{kip}C_3B_3 = \arccos\left[\frac{r_{k1}^2 + r_{k10}^2 - r_{k11}^2}{2r_{k1}r_{k10}}\right];$$

$$\angle O_{kip}B_3C_3 = \arccos\left[\frac{r_{k1}^2 + r_{k11}^2 - r_{k10}^2}{2r_{k1}r_{k11}}\right];$$

Требуемые значения скоростей  $V'_{Akp}$  и  $V'_{Bkp}$  для неработающего гидроцилиндра ковша при подвижных стреле и рукояти равны (рис. 2):

$$V'_{Akp} = V_{Akp} \left| \cos(\angle O_{kpc}C_3B_3) \right|;$$

$$V'_{Bkp} = V_{Bkp} \left| \cos(\angle O_{kpc}B_3C_3) \right|,$$

а входящие в них углы  $\angle O_{kpc}C_3B_3$  и  $\angle O_{kpc}B_3C_3$  составляют:

$$\angle O_{kpc}C_3B_3 = \arccos\left[\frac{r_{k1}^2 + r_{k6}^2 - r_{k7}^2}{2r_{k1}r_{k6}}\right];$$

$$\angle O_{kpc}B_3C_3 = \arccos\left[\frac{r_{k1}^2 + r_{k7}^2 - r_{k6}^2}{2r_{k1}r_{k7}}\right];$$

Наконец, для случая, когда одновременно работают все гидроцилиндры, искомые величины определяются зависимостями (рис. 4):

$$V'_{Akip} = V_{Akip} \left| \cos(\angle O_{kipc}C_3B_3) \right|;$$

$$V'_{Bkip} = V_{Bkip} \left| \cos(\angle O_{kipc}B_3C_3) \right|$$

Входящие в них углы  $\angle O_{kipc}C_3B_3$  и  $\angle O_{kipc}B_3C_3$  соответственно равны:

$$\angle O_{kipc}C_3B_3 = \arccos\left[\frac{r_{k1}^2 + r_{k12}^2 - r_{k13}^2}{2r_{k1}r_{k12}}\right];$$

$$\angle O_{kipc}B_3C_3 = \arccos\left[\frac{r_{k1}^2 + r_{k13}^2 - r_{k12}^2}{2r_{k1}r_{k13}}\right];$$

### Вывод

Обобщая все изложенные выше аналитические выкладки, можно сформулировать технологию рекомендуемого метода определения параметров динамического нагружения гидроцилиндров многозвенного рабочего оборудования ДСМ. Итак, с целью решения этой задачи предлагается соединить оси всех гидроцилиндров ломаной линией и, используя систему полярных координат, привязать ее к поверхности тяготения. Далее следует продифференцировать функцию изменения угла наклона конкретного гидроцилиндра в процессе работы ДСМ, выделив из его плоскопараллельного перемещения вращение относительно некоторого по-

люса (мгновенного центра) вращения, являющегося одновременно мгновенным центром скоростей. Локализовав и связав последний с конкретным гидроцилиндром, можно определить функцию распределения мгновенной абсолютной скорости по его длине. Построив затем эпюру ее тангенциальной составляющей, необходимо дополнить расчетную схему продольно-поперечного нагружения гидроцилиндра в процессе его функционирования дополнительной поперечной распределенной по длине элементов гидроцилиндра дополнительной инерционной нагрузкой [4; 8]. Надо отметить, что аналогичный традиционный метод, основанный на последовательном установлении и затем сложении тангенциальных составляющих мгновенных абсолютных скоростей всех предыдущих элементов многозвенного рабочего оборудования ДСМ, чрезвычайно сложен и трудоемок.

#### *Литература*

1. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Трофимов А.А. // Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 2. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения. Братск, 1999. 108 с., ил., библиогр. 179 назв. Рус. Деп. в ВИНТИ 01.12.99, № 3552-V1999.
2. Кобзов Д.Ю. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов: дис. ... канд. техн. наук. Л., 1987. 345 с.
3. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Лапшин В.Л., Тарасов В.А. Гидроцилиндры одноковшовых гидрофицированных машин. Братск, 2010. 105 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 17.05.10, № 288-V2010.
4. Кобзов Д.Ю., Лапшин В.Л., Тарасов В.А., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 3. Несущая способность. Братск. гос. ун-т. Братск, 2011. 88 с. Рус. Деп. в ВИНТИ РАН 27.01.11, № 27-V2011.
5. Кобзов Д.Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 1. Конструкция. Надежность. Перспективы развития. Братск, 1998. 59 с. Рус. Деп. в МАШМИР 13.08.1998, № 2-сд1998.
6. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Трофимов А.А., Кулаков А.Ю., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 5. Техническое диагностирование. Братск, 2011. 119 с. Деп. в ВИНТИ РАН 21.07.11, № 360-V2011.
7. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 6. Работоспособность. Надежность. Варианты модернизации Братск, 2012. 43 с. Деп. в ВИНТИ РАН, 27.04.12, № 198-V2012.
8. Кобзов Д.Ю., Кобзов А.Ю., Жмуров В.В. О расчете экономической эффективности модернизации гидроцилиндров ДСМ // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2008. № 3 (19). С. 26-30.

#### *References*

1. Kobzov D.Yu., Tarasov V.A., Trofimov A.A. Hydraulic road and construction machines. Pt. 2. Operating conditions, workflow, mode of operation and loading parameters. Bratsk, 1999. 108 p. Rus. Dep. v VINITI 01.12.99, № 3552-V1999.
2. Kobzov D.Yu. Diagnosis of cylinders the working equipment, single bucket construction excavators: dis. ... kand. tekhn. nauk. L., 1987. 345 p.
3. Kobzov D.Yu., Zhmurov V.V., Lapshin V.L., Tarasov V.A. Hydraulic cylinders of single bucket hydraulic machines. Bratsk, 2010. 105 p. Rus. Dep. v VINITI 17.05.10, № 288-V2010.
4. Kobzov D.Yu., Lapshin V.L., Tarasov V.A., Zhmurov V.V. Hydraulic road and construction machines. Pt. 3. The bearing capacity. Bratsk. gos. un-t. Bratsk, 2011. 88 p. Rus. Dep. v VINITI RAN 27.01.11, № 27-V2011.
5. Kobzov D.Yu. Hydraulic road and construction machines. Pt. 1: Construction. Reliability. Development prospects. Bratsk, 1998. 59 p. Rus. Dep. v MASHMIR 13.08.1998, № 2-sd1998.
6. Kobzov D.Yu., Eresko S.P., Trofimov A.A., Kulakov A.Yu., Zhmurov V.V. Hydraulic road and construction machines. Pt. 5. Technical diagnostics. Bratsk, 2011. 119 p. Dep. v VINITI RAN 21.07.11, № 360-V2011.
7. Kobzov D.Yu., Eresko S.P., Zhmurov V.V. Hydraulic road and construction machines. Pt. 6. Efficiency. Reliability. Upgrade options. Bratsk, 2012. 43 p. Dep. v VINITI RAN, 27.04.12, № 198-V2012.
8. Kobzov D.Yu., Kobzov A.Yu., Zhmurov V.V. On calculation of the economic efficiency of modernization of hydraulic cylinders DSM // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2008. № 3 (19). P. 26-30.