

УДК 621.86

И.А. Лагереv, А.В. Лагереv

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТРЕХЗВЕННОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО КРАНА-МАНИПУЛЯТОРА

Разработана методика динамического анализа крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов с учетом особенностей его эксплуатации. Выполнен анализ нагруженности крана-манипулятора машины АСТ-4-А.

Ключевые слова: кран-манипулятор, машина для сварки трубопроводов, динамический анализ, анализ нагруженности.

Объектом исследования является трехзвенный гидравлический кран-манипулятор, аналогичный установленному на самоходной энергетической машине для сварки магистральных трубопроводов АСТ-4-А [1; 2]. Его кинематическая схема приведена на рис. 1.

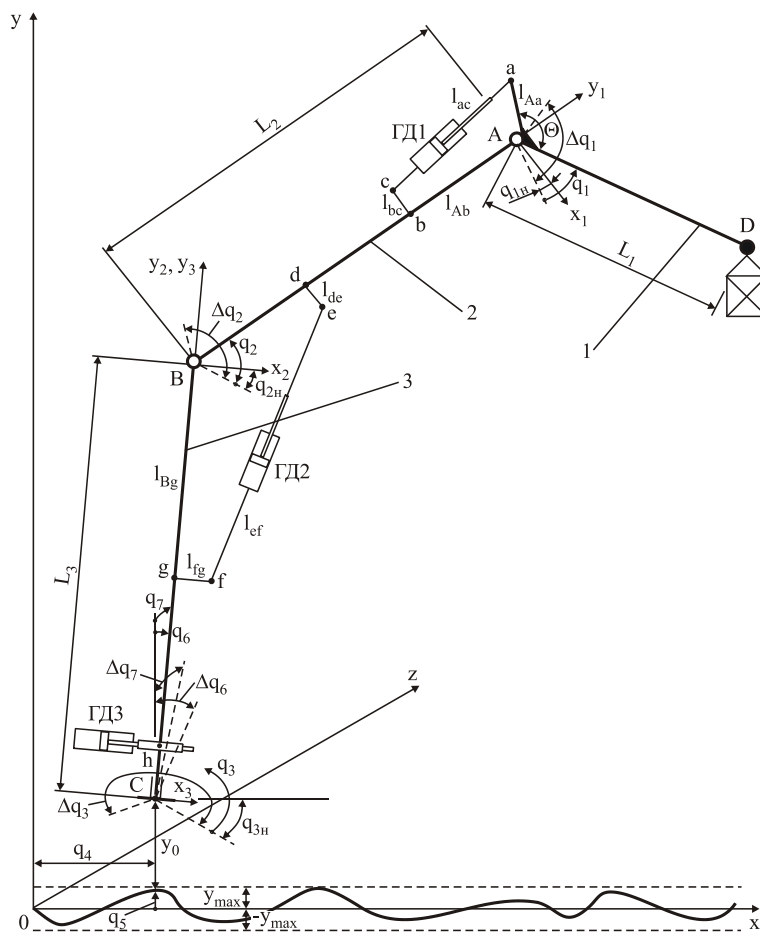


Рис. 1. Кинематическая схема трехзвенного крана-манипулятора:
1 – рукоять; 2 – стрела; 3 – поворотная колонна

Предлагаемая схема содержит семь степеней свободы q_i : углы ориентации звеньев крана-манипулятора (рукояти – q_1 , стрелы – q_2 , поворотной колонны – q_3), перемещение базового шасси в горизонтальном (q_4) и вертикальном (q_5) направлении, углы наклона поворотной колонны относительно вертикальной оси в продольной (q_6) и поперечной (q_7) плоскостях.

Рассмотрим принципы построения уравнений движения звеньев стрелы крана-манипулятора на примере рукояти. Расчетная схема ее движения показана на рис. 2.

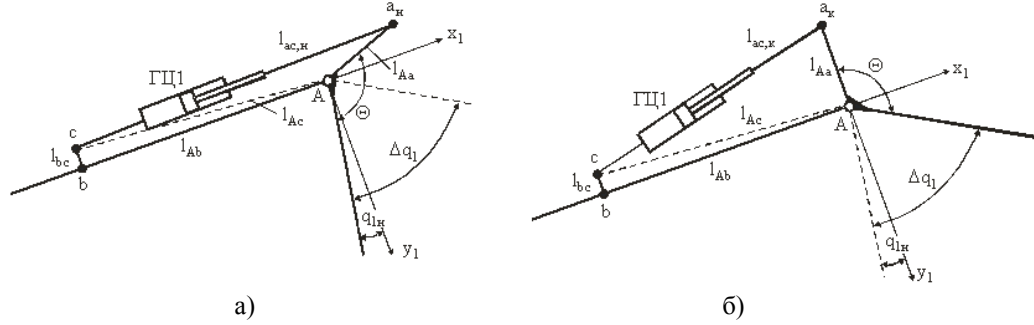


Рис. 2. Расчетная схема движения рукояти: а – начальное положение; б – конечное положение

Вычисляем максимальный ход штока верхнего гидроцилиндра $\Delta x_{1\max}$, который определяется разностью длин отрезка ac при расположении рукояти в крайних положениях:

$$\Delta x_{1\max} = l_{ac,n} - l_{ac,k}.$$

Длина отрезка ac : при начальном положении рукояти (при $q_1=0$) –

$$l_{ac,n} = \sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 - 2l_{Aa}l_{Ac} \cos(\angle a_n A c)},$$

при конечном (при $q_1 = \Delta q_1$)

$$l_{ac,k} = \sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_{1n} + \Delta q_1 + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}.$$

Строим зависимость $x_1 = f(q_1)$, связывающую смещение штока гидроцилиндра ГЦ1 с углом поворота рукояти:

$$x_1 = l_{ac,n} - l_{ac}(q_1)$$

или

$$x_1(q_1) = \sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))} - \sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}.$$

Зависимость между линейной скоростью смещения штока гидроцилиндра ГЦ1 и угловой скоростью поворота рукояти имеет вид

$$\dot{x}_1(q_1, \dot{q}_1) = \frac{dx_1(q_1)}{d\tau}$$

или

$$\dot{x}_1(q_1, \dot{q}_1) = - \frac{l_{Aa}l_{Ac} \cos(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}{\sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}} \dot{q}_1. \quad (1)$$

Зависимость между ускорением смещения штока гидроцилиндра ГЦ1 и угловым ускорением поворота рукояти выражается соотношением

$$\ddot{x}_1(q_1, \dot{q}_1, \ddot{q}_1) = I_2(\dot{q}_1)^2 - I_1\ddot{q}_1$$

или

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1(q_1, \dot{q}_1, \ddot{q}_1) &= (\dot{q}_1)^2 \frac{l_{Aa}l_{Ac}}{\left(\sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}\right)^3} \times \\ &\times \left[\left(\sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}\right)^2 \sin(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab})) - \right. \\ &\left. - l_{Aa}l_{Ac} \cos^2(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab})) \right] - \frac{l_{Aa}l_{Ac} \cos(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}{\sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}} \ddot{q}_1. \end{aligned} \quad (2)$$

Уравнение движения поршня гидроцилиндра ГЦ1 в условиях действия на него системы движущих сил $F_{\partial\partial}$ и сил сопротивления $F_{\text{сопр}}$ имеет вид

$$M\ddot{x}_1 = F_{\partial\partial} - F_{\text{сопр}}$$

при следующих начальных условиях: $x_1(\tau=0) = x_{10}$ ($0 \leq x_{10} \leq \Delta x_1$); $\dot{x}_1(\tau=0) = 0$.

Движущаяся масса

$$M = m_1 + m_{np,1}.$$

Здесь m_1 – масса движущихся частей собственно гидроцилиндра ГЦ1; $m_{np,1}$ – приведенная масса движущихся частей крана (груза и рукояти), составляющая

$$m_{np,1} = J_{1A} \left[\frac{\dot{q}_1}{\dot{x}_1} \right]^2 = J_{1A} \frac{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}{l_{Aa}^2 l_{Ac}^2 \cos^2(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))},$$

где J_{1A} – момент инерции рукояти относительно оси поворота – шарнира А.

Движущая сила гидроцилиндра ГЦ1 с односторонним штоком [3; 4] составляет

$$F_{\partial\partial} = \frac{\pi}{4} [(D_1^2 - d_{ш1}^2) p_{\max,1} - D_1^2 p_{\min,1}],$$

где $p_{\max,1}$, $p_{\min,1}$ – давления в рабочей и холостой полостях гидроцилиндра.

Сила сопротивления движению поршня гидроцилиндра с учетом сил трения $F_{тр}$

$$F_{тр} + F_{нагр} = (1 + k_{тр}) F_{нагр}.$$

При вычислении сил сопротивления приведенное к оси штока гидроцилиндра ГЦ1 усилие нагрузки $F_{нагр} = U_A$ складывается из всех нагрузок, действующих при повороте рукояти. В их число входят: сосредоточенный вес груза G ; сосредоточенная горизонтальная ветровая нагрузка W ; сосредоточенная тангенциальная инерционная сила при ускоренном поворотном движении груза T_G ; сосредоточенная центробежная инерционная сила при поворотном движении груза F_G ; сосредоточенный вес i -й диафрагмы $G_{\partial i}$; сосредоточенный вес гидроцилиндра ГЦ1 $G_{\partial 1}$; сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от i -й диафрагмы при ускоренном поворотном движении рукояти $T_{\partial i}$; сосредоточенная центробежная инерционная сила от i -й диафрагмы при поворотном движении рукояти $F_{\partial i}$; распределенная нагрузка от веса металлоконструкции рукояти g_{1p} ; распределенная нагрузка от веса металлоконструкции рычага g'_{1p} ; распределенная тангенциальная инерционная сила от веса металлоконструкции рукояти при ее ускоренном поворотном движении t_{1p} ; распределенная тангенциальная инерционная сила от веса металлоконструкции рычага при его ускоренном поворотном движении t'_{1p} ; распределенная центробежная инерционная сила от веса металлоконструкции рукояти при ее ускоренном поворотном движении f_{1p} ; распределенная центробежная инерционная сила от веса металлоконструкции рычага при его ускоренном поворотном движении f'_{1p} . В результате

$$U_A = \frac{1}{h_{r1}} (I_4 \ddot{q}_1 + I_5),$$

где

$$I_4 = \frac{1}{g} \left(GL_1^2 + \rho g \int_0^{L_1} A_1(\xi_1) \xi_1^2 d\xi_1 + \rho g \int_0^{l_{Aa}} A'_1(\xi_1) \xi_1^2 d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial i} \xi_{\partial i}^2 \right);$$

$$\begin{aligned}
I_5 = & \left(GL_1 + \rho g \int_0^{L_1} A_1(\xi_1) \xi_1 d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{01}} G_{01i} \xi_{01i} \right) \times \\
& \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1n} + q_{2n} - q_6 \cos(q_3 + q_{3n}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3n})] + \\
& + \left(\rho g \int_0^{l_{Aa}} A'_1(\xi_1) \xi_1 d\xi_1 + \frac{G_{21} l_{Aa}}{2} \right) \sin[q_1 + q_2 + q_{1n} + q_{2n} - q_6 \cos(q_3 + q_{3n}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3n}) + \Theta] - \\
& - |W| L_1 \cos[q_1 + q_2 + q_{1n} + q_{2n} - q_6 \cos(q_3 + q_{3n}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3n})] \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3n}).
\end{aligned}$$

С учетом зависимостей для определения действующих нагрузок уравнение движения поршня гидроцилиндра примет вид

$$(m_1 + m_{np,1}) [I_2 (\dot{q}_1)^2 - I_1 \ddot{q}_1] = F_{06} - \frac{1 + k_{mp}}{h_{\Gamma 1}} (I_4 \ddot{q}_1 + I_5),$$

где I_μ – интегральные выражения, содержащие указанные действующие нагрузки и геометрические параметры системы.

Окончательно движение поршня гидроцилиндра ГЦ1 определяется решением системы обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка

$$\begin{cases} \frac{dq_1}{d\tau} = u_1; \\ \frac{du_1}{d\tau} = \frac{1}{\frac{1 + k_{mp}}{h_{\Gamma 1}} I_4 - (m_1 + m_{np,1}) I_1} \left[F_{06} - (m_1 + m_{np,1}) I_2 u_1^2 - \frac{1 + k_{mp}}{h_{\Gamma 1}} I_5 \right] \end{cases}$$

при начальных условиях

$$q_1(\tau = 0) = q_{10} \quad (0 \leq q_{10} \leq \Delta q_1); u_1(\tau = 0) = 0$$

и ограничениях:

- максимальной скорости поворота с учетом наибольшего возможного расхода рабочей жидкости через гидроцилиндр ГЦ1:

$$u_1 \leq \min \begin{cases} - \frac{\sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))} 4Q_{\Gamma 1}^{6x}}{l_{Aa}l_{Ac} \cos(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab})) \pi (D_1^2 - d_{u1}^2)}; \\ - \frac{\sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))} 4Q_{\Gamma 1}^{6bIX}}{l_{Aa}l_{Ac} \cos(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab})) \pi D_1^2}; \end{cases}$$

- максимального ускорения поворота с учетом величины тягового усилия гидроцилиндра ГЦ1 согласно принципу Даламбера:

$$\frac{du_1}{d\tau} \leq (\ddot{q}_1)_{\max} = \frac{1}{I_4} \left(\frac{F_{06} h_{\Gamma 1}}{1 + k_{mp}} - I_5 \right).$$

Используя уравнения (1) и (2), определяем скорости и ускорения поворота рукояти крана-манипулятора, а также значения внутренних силовых факторов. Расчетная схема для определения внутренних силовых факторов в рукояти приведена на рис. 3.

Поперечная нагрузка в рычаге в точке А $S'_{\zeta A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось ζ' :

$$S'_{\zeta A} = U_A \sin \left[\arccos \left(\frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2(q_1) - l_{Ac}^2}{2l_{Aa}l_{ac}(q_1)} \right) \right] - \int_0^{l_{Aa}} t_{1p} dl - \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} dl + \frac{G_{\text{ш1}}}{2} \right) \sin[q_1 + q_2 + q_{1н} + q_{2н} - q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3н}) + \Theta].$$

Поперечная боковая нагрузка в рычаге в точке А $S'_{\chi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось χ :

$$S'_{\chi A} = \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} dl + \frac{G_{\text{ш1}}}{2} \right) \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3н}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3н})} \right].$$

Изгибающий момент $M'_{\xi\zeta}$ в плоскости $\xi\zeta$ по длине рычага ($0 \leq \xi \leq l_{Aa}$) изменяется в соответствии с зависимостью

$$M'_{\xi\zeta}(\xi) = U_A (l_{Aa} - \xi) \sin \left[\arccos \left(\frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2(q_1) - l_{Ac}^2}{2l_{Aa}l_{ac}(q_1)} \right) \right] - \int_{\xi}^{l_{Aa}} t'_{1p} dl - \sin[q_1 + q_2 + q_{1н} + q_{2н} - q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3н}) + \Theta] \left(\int_{\xi}^{l_{Aa}} g'_{1p} dl + \frac{G_{\text{ш1}} l_{Aa}}{2} \right).$$

Изгибающий момент $M'_{\xi\chi}$ в плоскости $\xi\chi$ по длине рычага ($0 \leq \xi \leq l_{Aa}$) изменяется в соответствии с зависимостью

$$M'_{\xi\chi}(\xi) = \left(\int_{\xi}^{l_{Aa}} g'_{1p} dl + \frac{G_{\text{ш1}} l_{Aa}}{2} \right) \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3н}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3н})} \right].$$

Пара сил R_A , возникающая в шарнире А вследствие наличия поперечной боковой нагрузки в точке А, составляет:

$$R_A = (S_{\chi A} + S'_{\chi A}) / l_{шA},$$

где $l_{шA}$ – расстояние между проушинами шарнира А.

Далее вычисляются значения силовых факторов в других элементах стрелы крана-манипулятора (в стреле и поворотной колонне). Они могут быть использованы для уточненного расчета нагруженности крана-манипулятора методом конечных элементов в промышленном программном пакете [5]. При этом рекомендуется использовать модели, предложенные в [6].

Аналогичным образом построены зависимости для исследования следующих движений стрелы крана-манипулятора: поворота стрелы; поворота поворотной колонны.

Движение крана-манипулятора с грузом (координаты q_5, q_6) по микронеровностям подробно исследовано в [5].

Уравнения движения элементов крана-манипулятора численно интегрировались модифицированным методом Рунге-Кутты, позволяющим учесть ограничения величин скоростей и ускорений, обусловленные физическими особенностями работы гидропривода. Для этого был разработан специализированный программный комплекс.

На рис. 4 – 9 приведены результаты численного моделирования движения звеньев крана-манипулятора для следующих расчетных случаев:

- поворота рукояти ($q_1=0 \dots 90^\circ$) при $q_2=45^\circ, q_3=\text{const}$;
- поворота стрелы ($q_2=0 \dots 90^\circ$) при $q_1=45^\circ, q_3=\text{const}$.

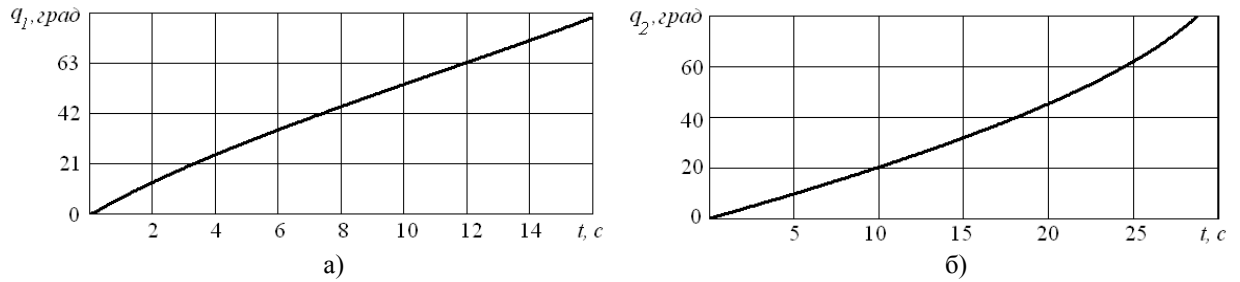


Рис. 4. Графики изменения обобщенных координат элементов крана-манипулятора:
а – поворот рукояти; б – поворот стрелы

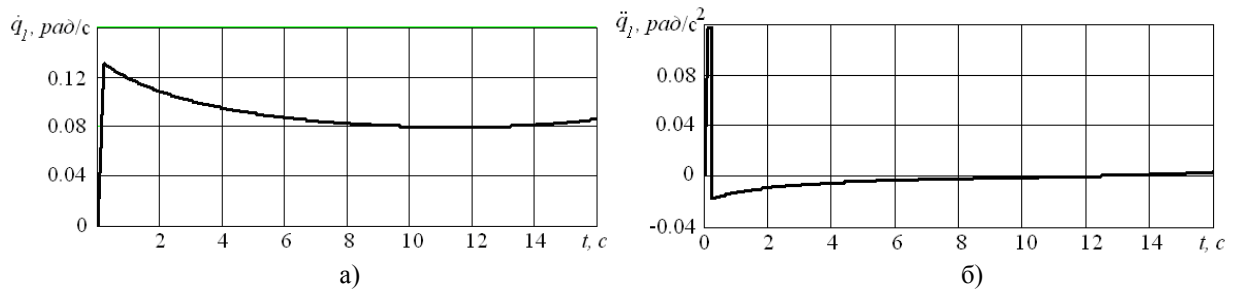


Рис. 5. Графики изменения скоростей и ускорений при повороте рукояти:
а – скорость; б – ускорение

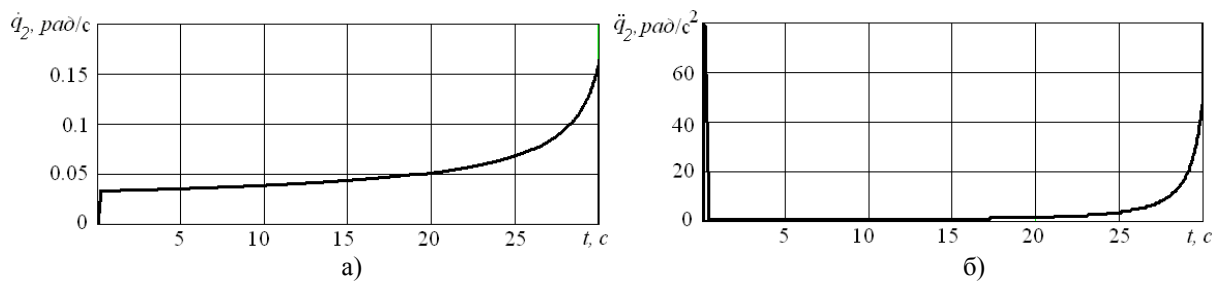


Рис. 6. Графики изменения скоростей и ускорений при повороте стрелы:
а – скорость; б – ускорение

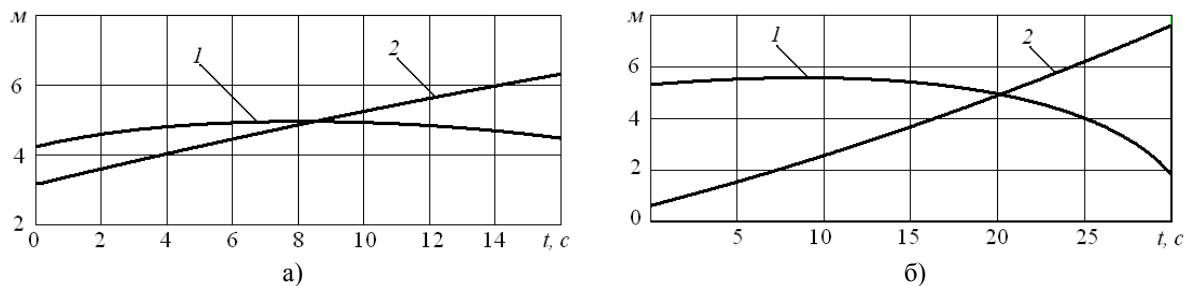


Рис. 7. Графики изменения глобальных координат точки подвеса груза:
а – поворот рукояти; б – поворот стрелы; 1 – координата x; 2 – координата y

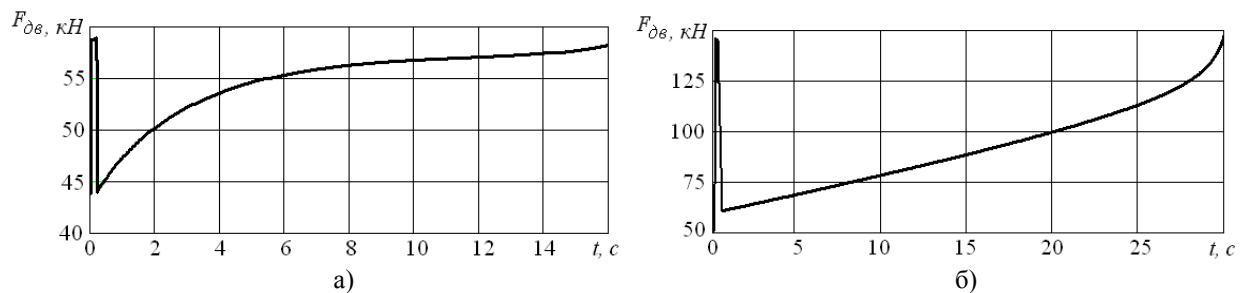


Рис. 8. Графики изменения преодолеваемых гидроцилиндрами усилий:
а – поворот рукояти (ГЦ1); б – поворот стрелы (ГЦ2)

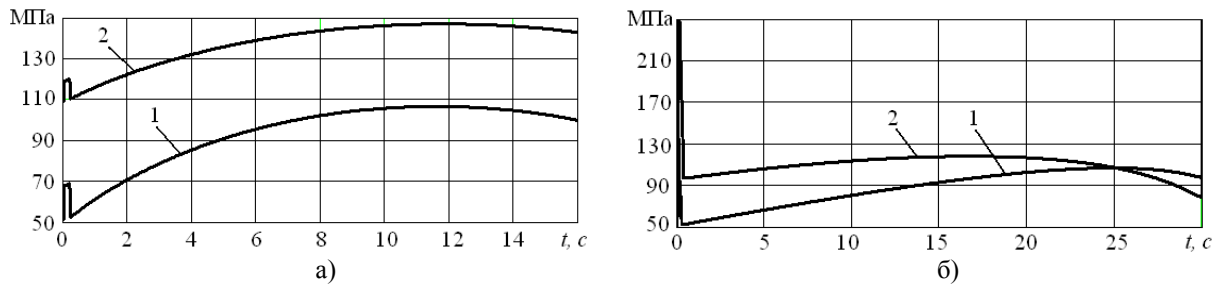


Рис. 9. Графики изменения максимальных напряжений в опасных точках конструкции: а – поворот рукояти; б – поворот стрелы; 1 – в рукояти (точка А); 2 – в стреле (точка D)

В начальном периоде движения наблюдается переходный процесс длительностью 0,1...0,2 с, в ходе которого резко возрастают скорости, ускорения и преодолеваемые гидроцилиндрами усилия. В первые моменты времени скорость движения резко увеличивается, так как текущий расход рабочей жидкости позволяет поддерживать то движущее усилие на штоке гидроцилиндра, которое он способен развить. В то же время с ростом скорости увеличиваются инерционные нагрузки, что приводит к уменьшению движущего усилия, так как расход рабочей жидкости ограничен величиной подачи насоса. Это приводит к падению и дальнейшей стабилизации линейной скорости штоков гидроцилиндров на уровне номинальных значений. Полученные результаты соответствуют данным литературных источников [7; 8].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лагереv, А.В. Модернизация крана-манипулятора самоходной энергетической машины АСТ-4-А / А.В. Лагереv, И.А. Лагереv, В.В. Говоров // Вестн. БГТУ. – 2010. – №4. – С. 59-66.
2. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор: пат. 104167 Рос. Федерация : МПК⁷ В66С23/00 / авторы и заявители Лагереv И.А., Лагереv А.В.; патентообладатель ГОУ ВПО «БГТУ». – № 2010153018/11; заявл. 23.12.10; опубл. 10.05.11, Бюл. № 13.
3. Павлов, В.П. Автоматизация проектирования стрелоподъемного гидромеханизма / В.П. Павлов // Подъемно-транспортное дело. – 2008. – №3. – С. 2-4.
4. Лагереv, А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники / А.В. Лагереv. – Брянск: БГТУ, 2006. – 232 с.
5. Лагереv, И.А. Динамическая нагруженность крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов при движении с грузом / И.А. Лагереv // Подъемно-транспортное дело. – 2011. – №8. – С.12-16.
6. Лагереv, И.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов / И.А. Лагереv // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. – 2011. – №4. – С. 29-36.
7. Гамынин, Н.С. Гидравлический следящий привод / Н.С. Гамынин, Я.А. Каменир, Б.Л. Коробочкин [и др.]; под ред. В.А. Лещенко. – М.: Машиностроение, 1968. – 564 с.
8. Тарко, Л.М. Переходные процессы в гидравлических механизмах / Л.М. Тарко. – М.: Машиностроение, 1973. – 168 с.

Материал поступил в редколлегию 11.08.11.

