

## О ВЛИЯНИИ ПОДАТЛИВОСТИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ И ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПРИВОДА НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ ГИДРОМАНИПУЛЯТОРА ПРИ СОВМЕЩЕНИИ ДВИЖЕНИЙ ЗВЕНЬЕВ

З.К. Емтыль, А.П. Татаренко

Майкопский государственный технологический институт, г. Майкоп

В работе рассматривается влияние податливости рабочей жидкости и элементов гидропривода на динамическую нагруженность гидроманипулятора при совместном движении его звеньев. Рассматривается вопрос об эффективности совмещения движения звеньев гидроманипулятора.

Принятие наибольших динамических нагрузок при работе нескольких механизмов в виде суммы наибольших динамических нагрузок, возникающих при работе каждого из механизмов, будет завывать действительные напряжения в конструкциях [4].

Динамические нагрузки у стреловых кранов, определяемые суммированием нагрузок при раздельной работе механизмов поворота и передвижения, в 1,5-2 раза больше, чем, если рассматривать сложное движение крана и груза при совместном действии нагрузок [3].

В работе [1] показано, что при совмещении движений подъема стрелы и вращения рукояти, в зависимости от схемы совмещения, усилия, преодолеваемые гидроцилиндрами, снижается до 2-х раз, а производительность повышается до 2-х раз. Однако в работе не учтено влияние податливости рабочей жидкости и элементов гидропривода на динамическую нагруженность манипулятора.

С учетом выводов, сделанных в работе [1, 2] запишем дифференциальные уравнения движения системы стрела-рукоять с удлинителем и расхода рабочей жидкости, подаваемой к гидроцилиндрам подъема стрелы и вращения рукояти в виде:

$$\left. \begin{aligned}
 Q_1 K_{n1} &= \frac{\pi d_1^2}{4} b_1 \sin \beta_1 \dot{\varphi}_1 + a_{y1} P_1 + K_{p1} \dot{P}_1; \\
 J_C \ddot{\varphi}_1 + J_{PK} (\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2) + (m_p + m) l_C^2 \ddot{\varphi}_1 + (0,25m_p + m) l_p^2 (\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2) + \\
 + (0,5m_p + m) l_C l_p (2\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2) \cos(\alpha_p - \varphi_2) + (0,5m_p + m) l_C l_p (2\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \dot{\varphi}_2 \sin(\alpha_p - \varphi_2) = \\
 = \frac{\pi d_1^2}{4} P_1 b_1 \sin \beta_1 - 0,5m_C g l_C \cos(\varphi_1 + \delta) - m_p g [l_C \cos(\varphi_1 + \delta) + \\
 + 0,5l_p \cos(\varphi_2 + \varphi_1 + \delta - \alpha_p)] - K_{H1} m g [l_C \cos(\varphi_1 + \delta) + l_p \cos(\varphi_2 + \varphi_1 + \delta - \alpha_p)]; \\
 Q_2 K_{n2} &= \frac{\pi (d_{n2}^2 - d_{u2}^2)}{4} b_2 \sin \beta_2 \frac{\sin(\varphi_2 - \varphi_3)}{\sin(\varphi_{1p} - \varphi_3)} \dot{\varphi}_2 + a_{y2} P_2 + K_{p2} \dot{P}_2; \\
 J_{PK} (\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2) + (0,25m_p + m) l_p^2 (\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2) + (0,5m_p + m) l_C l_p \ddot{\varphi}_1 \cos(\alpha_p - \varphi_2) - \\
 - (0,5m_p + m) l_C l_p \dot{\varphi}_1^2 \sin(\alpha_p - \varphi_2) = \frac{\pi (d_{n2}^2 - d_{u2}^2)}{4} P_2 b_2 \sin \beta_2 \frac{\sin(\varphi_2 - \varphi_3)}{\sin(\varphi_{1p} - \varphi_3)} - \\
 - K_{H2} g l_p (m + 0,5m_p) \cos(\varphi_2 + \varphi_1 + \delta - \alpha_p) - \frac{\pi d_{n2}^2}{4} P_3 b_2 \sin \beta_2 \frac{\sin(\varphi_2 - \varphi_3)}{\sin(\varphi_{1p} - \varphi_3)}.
 \end{aligned} \right\} (1)$$

где  $J_C, J_{PK}, m_C, m_p$  - момент инерции и масса стрелы и рукояти, соответственно;

$l_C, l_p$  - длина стрелы и рукояти, соответственно;

$d_1, d_{n2}, d_{ш2}$  - диаметры поршней и штоков гидроцилиндров подъема стрелы и поворота рукояти, соответственно;

$a_{v1}, a_{v2}$  - коэффициенты утечек в гидросистемах подъема стрелы и привода рукояти;

$P_1, P_3$  - давление в поршневой полости гидроцилиндра (ГЦ) подъема стрелы и поворота рукояти, соответственно;

$P_2$  - давление в штоковой полости ГЦ поворота рукояти;

$K_{p1}, K_{p2}$  - коэффициенты податливости рабочей жидкости и элементов гидропривода механизмов подъема стрелы и привода рукояти;

$K_{i1}, K_{i2}$  - коэффициенты изменения подачи рабочей жидкости к гидроцилиндрам подъема стрелы и привода рукояти;

$K_{H1}, K_{H2}$  - коэффициенты нарастания нагрузок;

$\varphi_1, \varphi_2$  - независимые обобщенные координаты для стрелы и рукояти, соответственно (рис. 1);

$a_1, b_1, \gamma_1$  - параметры механизма подъема стрелы;

$a_2, b_2, c_2, d_2, \alpha, \alpha_p, l_3$  - параметры механизма привода рукояти.

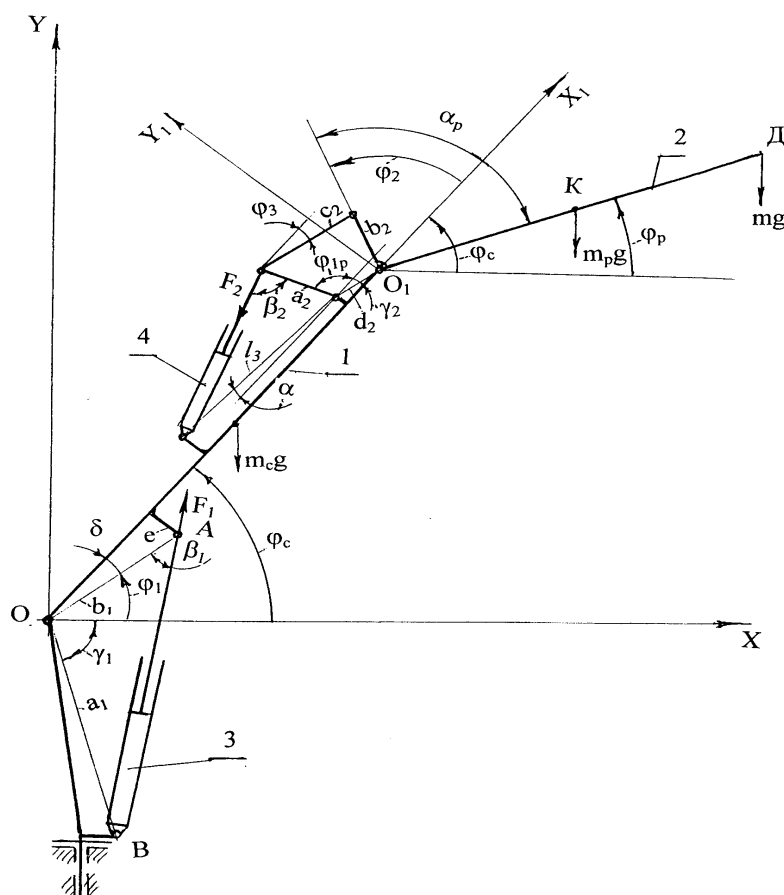


Рис. 1. Кинематическая схема стреловой группы гидравлического манипулятора. 1 – стрела; 2 – рукоять с удлинителем; 3 – гидроцилиндр подъема стрелы; 4 – гидроцилиндр привода рукояти.

Систему уравнений (1), описывающую совместное движение звеньев манипулятора, кинематическая схема которого представлена на рис. 1, решаем методом Эйлера. Параметры движения механизма подъема стрелы определяются следующим образом:

При рассмотрении совмещения движений стрелы и рукоятки принимаем, что делитель расхода делит поток рабочей жидкости пополам, то есть:

$$Q_1 = Q_2 = \frac{Q_n}{2}, \quad (2)$$

где  $Q_n$  – номинальная подача насоса, м<sup>3</sup>/с;

Определяем параметры движения механизма подъема стрелы:

а) на каждом временном интервале цикла работы гидроманипулятора определяем угловое ускорение,

••  
 $\varphi_1$  и угловую скорость подъема стрелы,  $\dot{\varphi}_1$  из второго уравнения системы (1);

б) мгновенное значение скорости штока ГЦ подъема стрелы

$$V_1 = b_1 \sin \beta_1 \dot{\varphi}_1, \quad (3)$$

где  $\sin \beta_1 = \frac{a_1 \sin(\gamma_1 + \varphi_1)}{\sqrt{a_1^2 + b_1^2 - 2a_1b_1 \cos(\gamma_1 + \varphi_1)}}$ ;

в) на каждом временном интервале определяем значение давления в поршневой полости ГЦ подъема стрелы из первого уравнения системы (1).

Определяем параметры движения механизма привода рукоятки:

а) на каждом временном интервале цикла работы гидроманипулятора определяем угловое ускорение,

••  
 $\varphi_2$  и угловую скорость поворота рукоятки,  $\dot{\varphi}_2$  из четвертого уравнения системы (1), используя следующие соотношения

$$\varphi_3 = \arccos\left(\frac{c_2^2 + e_2^2 - b_2^2}{2c_2e_2}\right) + \arccos\left(\frac{d \sin \gamma_2 - a_2 \sin \varphi_{1P}}{e_2}\right); \quad (4)$$

$$e_2 = \sqrt{a_2^2 + d_2^2 - 2a_2d_2 \cos(\varphi_{1P} - \gamma_2)}; \quad (5)$$

$$\varphi_{1P} = \arccos\left(\frac{a_2^2 - c_2^2 + e_1^2}{2a_2e_1}\right) + \arctg\left(\frac{d_2 \sin \gamma_2 + b_2 \sin \varphi_2}{d_2 \cos \gamma_2 + b_2 \cos \varphi_2}\right); \quad (6)$$

$$e_1 = \frac{d_2 \sin \gamma_2 + b_2 \sin \varphi_2}{\sin \varphi_{e1}}; \quad (7)$$

$$\varphi_{e1} = \arctg\left(\frac{d_2 \sin \gamma_2 + b_2 \sin \varphi_2}{d_2 \cos \gamma_2 + b_2 \cos \varphi_2}\right); \quad (8)$$

б) мгновенное значение скорости штока ГЦ привода рукоятки

$$V_2 = b_2 \sin \beta_2 \frac{\sin(\varphi_2 - \varphi_3)}{\sin(\varphi_{1P} - \varphi_3)} \cdot \dot{\varphi}_2, \quad (9)$$

где  $\sin \beta_2 = \frac{l_3 \sin(\alpha + \varphi_{1P})}{\sqrt{l_3^2 + a_2^2 + 2l_3a_2 \cos(\alpha + \varphi_{1P})}}$ .

в) давление в поршневой полости ГЦ привода рукоятки,  $P_3$  определяется следующим образом

$$P_3 = V_2^2 \rho \left( \frac{d_{2n}^2}{d_o^2 \mu} \right)^2, \quad (10)$$

где  $d_o$  – диаметр отверстия дросселя в поршневой полости ГЦ привода рукоятки, м;  $\mu$  – коэффициент расхода рабочей жидкости через отверстие дросселя;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

г) на каждом временном интервале определяем значение давления в штоковой полости ГЦ привода рукоятки из третьего уравнения системы (1).

В первом случае в ходе расчета использовались следующие расчетные зависимости, а также начальные и граничные условия:  $K_{p1} = \frac{10^{-6}}{7,286 \cdot P_1 + 106}$   $K_{p2} = \frac{10^{-6}}{7,286 \cdot P_2 + 106}$ ; начальный угол подъема стрелы  $\varphi_1 = \delta - 20^0$ , начальный угол поворота рукояти  $\varphi_2 = 5,44^0$ ; максимальный угол подъема стрелы  $\varphi_{max1} = 72^0$ , максимальный угол поворота рукояти  $\varphi_{max2} = 95,44^0$ ; после достижения максимального значения угла поворота рукояти рассчитываются только изменяющиеся параметры механизма подъема стрелы; закон нарастания рабочей жидкости линейный, до  $Q_n = 0,00133 \text{ м}^3/\text{с}$  за время,  $t_n = 1 \text{ с}$ . Расчетные зависимости представлены на рис. 2.

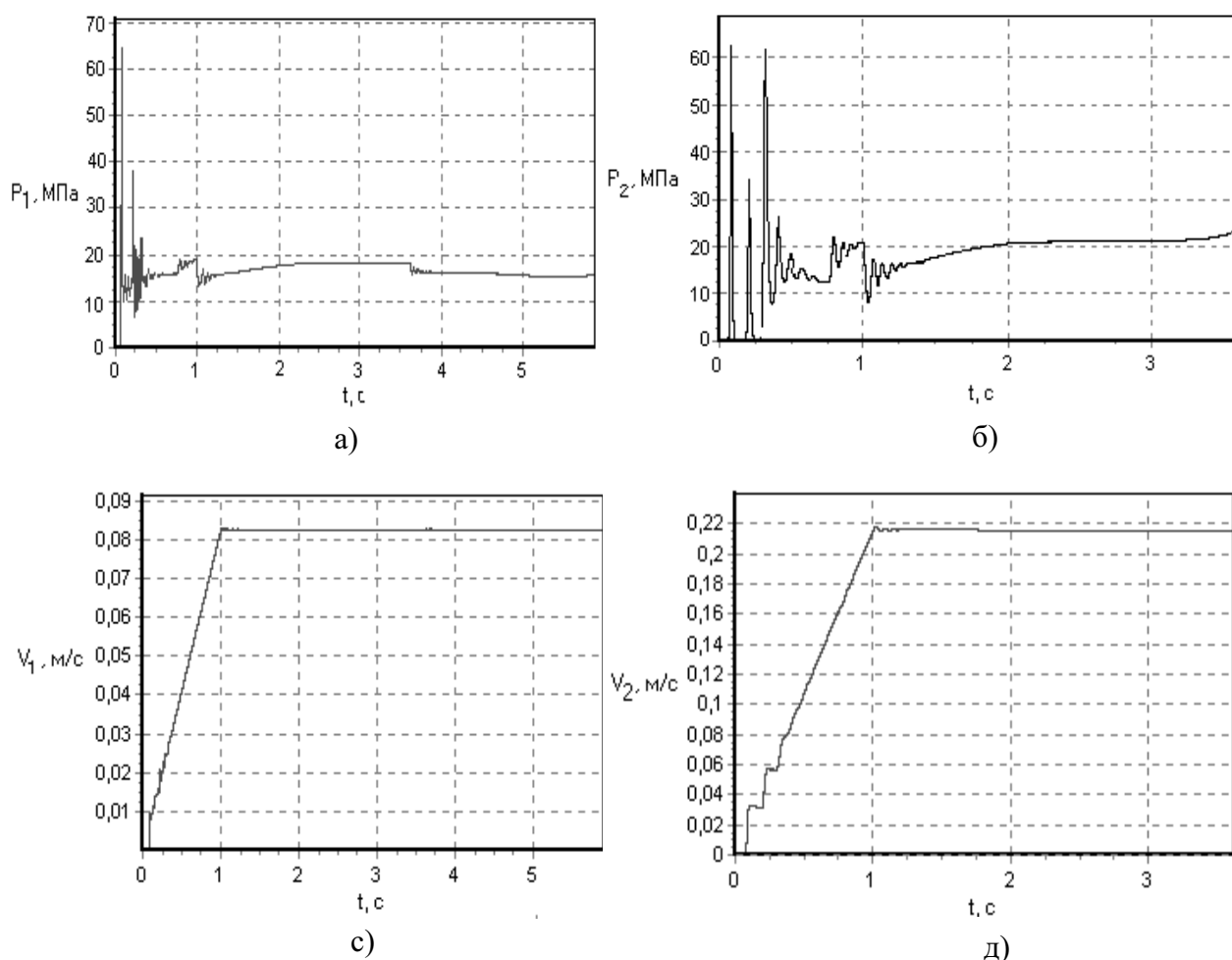


Рис. 2 Изменение расчетных параметров с течением времени при совместном движении звеньев манипулятора ЛВ-184А: а) давления в поршневой полости ГЦ подъема стрелы; б) давления в штоковой полости ГЦ привода рукояти; в) скорости движения штока ГЦ подъема стрелы; д) скорости движения штока ГЦ привода рукояти.

Были проведены аналогичные расчеты для отдельного движения стрелы и рукояти манипулятора с теми же параметрами и расчетными зависимостями, которые были использованы при описании совместного движения звеньев манипулятора. Результаты этих расчетов приведены на рис. 3. Для расчета использовались уравнения системы (1). При этом в первом и втором уравнениях системы (1) угловые скорости и ускорения поворота рукояти принимались равными нулю. Во втором и третьем уравнениях системы (1) угловые скорости и ускорения подъема стрелы принимались равными нулю. Значение подачи рабочей жидкости,  $Q$  в этом случае линейно растет на временном интервале от 0 до  $t_H$  и достигает номинального значения  $Q_n$ . Процесс подъема стрелы рассматривался при максимальном угле поворота рукояти.

Влияние изменения коэффициента податливости рабочей жидкости на динамическую нагруженность гидроманипулятора можно оценить, увеличив коэффициент податливости вдвое по сравнению с принятым ранее. Результаты расчетов при совместном движении стрелы и рукояти с большим коэффициентом податливости приведены на рис. 4.

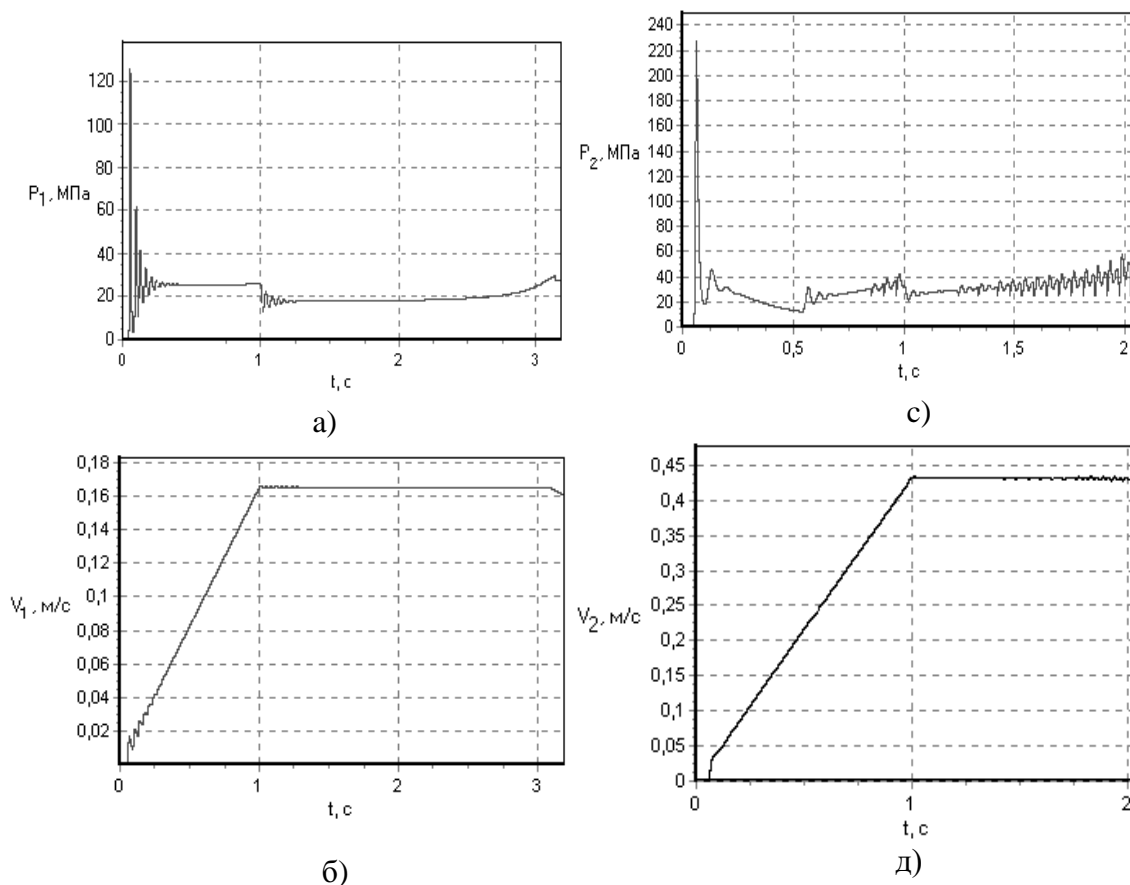


Рис. 3 Изменение расчетных параметров с течением времени при отдельном движении звеньев манипулятора ЛВ-184А: а) давления в поршневой полости ГЦ подъема стрелы; б) угловой скорости подъема стрелы; с) давления в штоковой полости ГЦ привода рукояти; д) угловой скорости поворота рукояти.

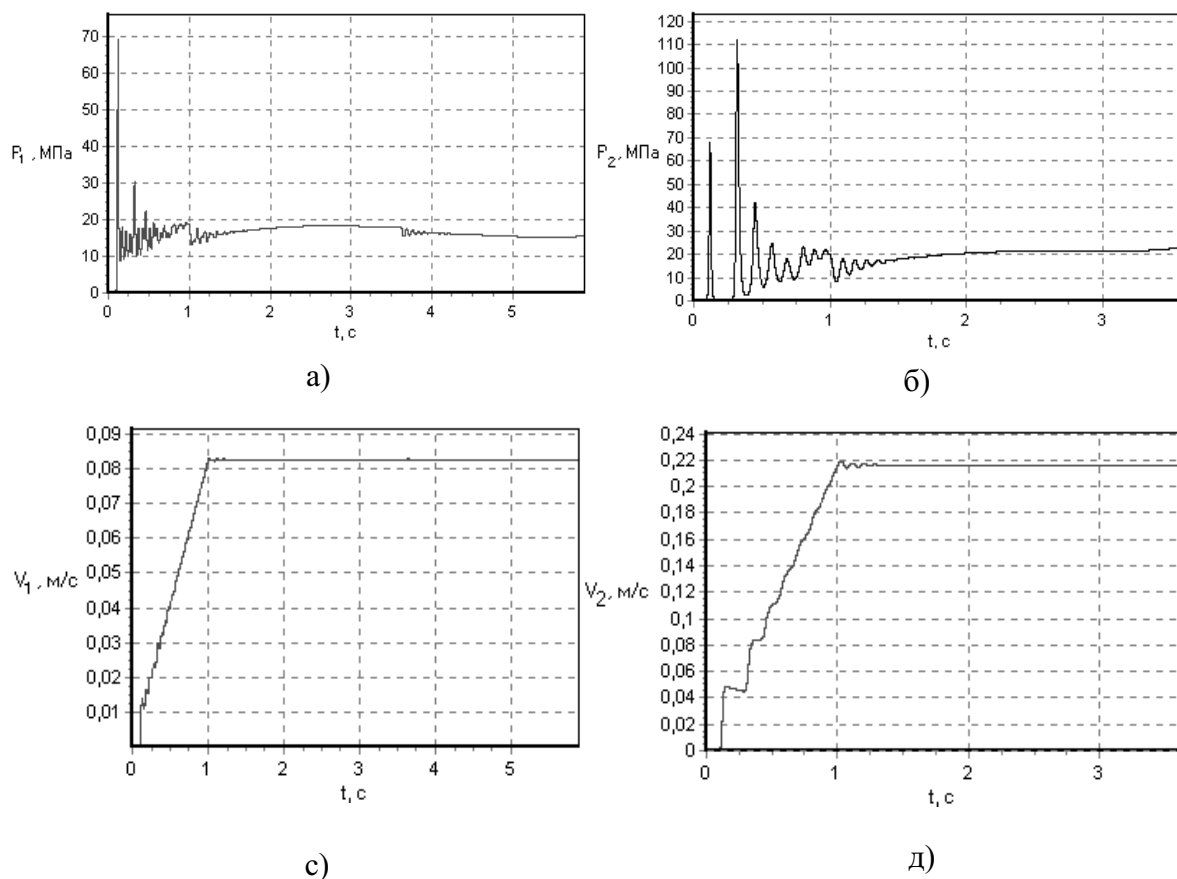


Рис. 4 Изменение расчетных параметров с течением времени, при увеличении коэффициентом податливости и совместном движении звеньев манипулятора ЛВ-184А; а) давления в поршневой полости ГЦ подъема стрелы; б) давления в штоковой полости ГЦ привода рукояти; с) скорости движения штока ГЦ подъема стрелы; д) скорости движения штока ГЦ привода рукояти.

На основе проведенных теоретических исследований можно сделать следующие выводы:

При совместном движении с использованием делителя расхода время цикла не изменяется.

Давление в поршневой полости ГЦ подъема стрелы при совместном движении звеньев меньше, чем при раздельном движении (рис. 2а, 3а):

а) пиковое значение давления - в 2 раза;

б) в переходном режиме - в 1,3 – 1,7 раза;

Давление в поршневой полости ГЦ привода рукояти при совместном движении меньше, чем при раздельном движении (рис. 2б, 3б):

а) пиковое значение – в 3,7 раза;

в) в переходном режиме – до 2-х раз.

После завершения переходного процесса скорость движения штоков гидроцилиндров является постоянной (рис. 2с, 2д, 3с, 3д), что подтверждает корректность сделанных в работе [1] допущений.

После завершения переходного процесса изменение коэффициента податливости не влияет на характер изменения давления в гидроцилиндрах (рис. 2а, 2б, 4а, 4б).

Увеличение коэффициента податливости рабочей жидкости и элементов гидропривода в 2 раза (рис. 2, 4) приводит к увеличению участков неустойчивости давления рабочей жидкости в ГЦ подъема стрелы и ГЦ привода рукояти. Это явление, при совместном движении звеньев манипулятора, может привести к резонансным всплескам давления (второй пик давления рис. 4а, 4б) в период переходного процесса.

### Литература

1. *Емтыль З.К.* Повышение технического уровня гидравлических манипуляторов лесозаготовительных и лесохозяйственных машин. Дис. канд. наук. Воронеж. – 1997. – 260 с.
2. *Емтыль З.К.* О влиянии податливости рабочей жидкости, элементов гидропривода и звеньев манипулятора на динамическую нагруженность механизма подъема стрелы гидроманипулятора. /Научно-технические проблемы в развитии ресурсосберегающих технологий и оборудования лесного комплекса/ :Материалы международной научно-практической конференции. – Воронеж: ВГЛТА., 1998. – С. 102-103.
3. *Зарецкий А.А.* О динамике стреловых кранов при одновременной работе двух механизмов. М.: Вестник машиностроения. 1966. – №10.
4. Справочник по кранам: в 2-х томах /Под общей редакцией Гохберга М.М./ М. Машиностроение. 1988. – Т.1. – 536 с., Т.2. – 540 с.

### **Influence compliance of working fluid and elements of hydro-drive by dynamics loading of hydro manipulators**

**Z.K. Emtyl, A.P. Tatarenko**

The problem of efficiency of the motion of sections of hydro manipulators is considered