

УДК 621.733

Корчак Е. С.  
Клочкова Н. А.**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРЕССОВ  
ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ХОДУ ПРИБЛИЖЕНИЯ**

Математические модели различных этапов машинного цикла целесообразно использовать для объективной оценки закладываемых в проект параметров при проектировании систем управления гидравлическими прессами. При этом моделируют работу таких систем до выполнения их в металле, выявляя достоинства и недостатки принятых технических решений с возможностью внесения соответствующих корректив в разрабатываемый проект [1].

Для построения математической модели хода приближения необходимо определить ряд параметров, часть из которых содержится в уравнении Рикатти [2]:

$$a \frac{dV_n}{dt} + bV_n^2 - c = 0, \quad (1)$$

где  $a \frac{dV_n}{dt}$  – сила инерции Даламбера, условно прикладываемая к системе в периоды неустановившегося движения (разгона и торможения) подвижной поперечины;

$bV_n^2$  – сила вязкого гидравлического сопротивления движению поперечины;

$c$  – сумма активных сил и сил сопротивления.

Уравнение (1) представляет собой жесткую модель гидропривода, в состав которой входят коэффициенты  $a$ ,  $b$  и  $c$ , представляющие особый интерес для исследования [3].

Целью данной работы является подробное рассмотрение и разработка методики определения коэффициентов уравнения (1) и составляющих их параметров применительно к ходу приближения для создания адекватной математической модели.

Коэффициент  $a$  – приведенные к площадям плунжеров рабочих и возвратных цилиндров движущиеся массы металла и жидкости в магистрали «наполнительно-сливной бак (НСБ) – пресс». Несмотря на конструктивные различия гидросистем прессов, можно выделить следующие составляющие, определяющие в сумме этот коэффициент [4]:

- масса металлических подвижных частей, включающая в себя массу самой поперечины, плунжеров, бойка и др.;
- приведенная масса жидкости в магистрали «НСБ – наполнительно-сливной клапан (НСК)»;
- приведенная масса жидкости в сливной магистрали «НСК – рабочий цилиндр»;
- приведенная масса жидкости в магистрали «аккумулятор – уравнивающие цилиндры»;
- приведенная масса жидкости в сливной магистрали «возвратный цилиндр – сливной клапан возвратных цилиндров»;
- приведенная масса жидкости в сливной магистрали «сливной клапан возвратных цилиндров – НСБ».

Указанные составляющие целесообразно определять из заводских схем разводок трубопроводов гидросистем прессов. Вычисляют соответствующие массы, сгруппировав которые, получают выражение для определения коэффициента  $a$  в общем виде:

$$a = M + \rho L_p F_p + \rho L_v F_v, \quad (2)$$

где  $F_p$ ,  $F_v$  – площади плунжеров рабочих и возвратных цилиндров;

$L_p$ ,  $L_v$  – приведенные длины магистралей рабочих и возвратных цилиндров;

$M$  – масса металлических подвижных частей;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости.

Приведенные длины магистралей рабочих  $L_p$  и возвратных  $L_\epsilon$  цилиндров определяются по выражению:

$$L_{p,\epsilon} = F_{p,\epsilon} \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{d_i^2}, \quad (3)$$

где  $d_i, l_i$  – диаметры и длины соответствующих участков магистралей рабочих и возвратных цилиндров.

Коэффициент  $b$  характеризует вязкое гидравлическое сопротивление движению поперечины и определяется, как:

$$b = 0,5\rho\xi_p F_p + 0,5\rho\xi_\epsilon F_\epsilon, \quad (4)$$

где  $\xi_p, \xi_\epsilon$  – приведенные коэффициенты гидравлического сопротивления магистралей «НСБ – рабочий цилиндр» длиной  $l_p$  и «возвратные цилиндры – НСБ» длиной  $l_\epsilon$ .

Коэффициенты  $\xi_p$  и  $\xi_\epsilon$  можно определить по следующему выражению:

$$\xi_{p,\epsilon} = F_{p,\epsilon}^2 \left( \sum_{i=1}^n \lambda \frac{l_i}{d_i} \cdot \frac{1}{f_i^2} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \frac{1}{f_i^2} \right), \quad (5)$$

где  $\lambda$  – коэффициент потерь на трение на прямых участках трубопроводов ( $\lambda \approx 0,03$ );

$f_i$  – площади проходного сечения участков трубопроводов;

$\zeta_i$  – коэффициенты местных гидросопротивлений на участках трубопроводов.

Последний коэффициент уравнения (1) –  $c$  – сумма активных сил и сил сопротивления. Его можно определить из зависимости:

$$c = Mg + p_\sigma F_p - p_\sigma F_\epsilon - R_{mp} - p_a F_{yp} - \rho g \Delta h_{yp}, \quad (6)$$

где  $p_\sigma, p_a$  – давление в НСБ и аккумуляторе;

$g$  – ускорение свободного падения;

$R_{mp}$  – сила механического трения в узлах уплотнения плунжеров и направляющих подвижной поперечины, принимаемая в пределах 5...10 % от ее веса;

$F_{yp}$  – площадь плунжеров уравновешивающих цилиндров.

$\Delta h_{yp}$  – разность уровней жидкости в НСБ и рабочих цилиндрах.

Проходное сечение  $f_{mp}$  и диаметр  $d_{mp}$  дополнительного трубопровода, соединяющего НСБ с рабочими цилиндрами, определяется из условия неразрывности струи при заполнении рабочих цилиндров жидкостью низкого давления на ходе приближения:

$$f_{mp} = F_p \frac{V_{\max}}{[V_{ж}]_{mp}}; \quad d_{mp} = \sqrt{\frac{f_{mp}}{0,785}},$$

где  $V_{\max}$  – максимальная скорость движения поперечины на ходе приближения;

$[V_{ж}]_{mp}$  – допустимая скорость жидкости в дополнительном трубопроводе (5...7 м/с).

После периода разгона подвижная поперечина выходит на максимальную установившуюся скорость  $V_{\max}$ , которую можно определить, приняв в уравнении Рикатти ускорение  $dV/dt$  равным нулю, т. е.:

$$V_{\max} = \sqrt{\frac{c}{b}}. \quad (7)$$

В табл. 1 приведены схемы разводки трубопроводов и параметры ковочных гидравлических прессов усилием 50 МН, 63 МН и 100 МН применительно к ходу приближения, определенные в соответствии с изложенной методикой.

Таблица 1

Схемы разводки трубопроводов и параметры ковочных гидравлических прессов усилием 50 МН, 63 МН и 100 МН применительно к ходу приближения

	Схема разводки трубопроводов	Параметры
Ковочный гидравлический пресс усилием 50 МН		$F_p = 1,58 \text{ м}^2, F_{\text{г}} = 0,135 \text{ м}^2,$ $L_p = 530 \text{ м}, L_{\text{г}} = 195 \text{ м},$ $d_{mp} = 0,24 \text{ м}, d_{\text{г}} = 0,07 \text{ м},$ $\sum \zeta_p = 17,6, \sum \zeta_{\text{г}} = 32,1,$ $\xi_p = 24010, \xi_{\text{г}} = 50945,$ $p_{\text{б}} = 0,5 \text{ МПа}, \Delta h_{yp} = 12 \text{ м},$ $a = 1039000 \text{ кг},$ $b = 22407000 \text{ кг/м},$ $c = 1455000 \text{ Н}, V_{\text{max}} = 0,255 \text{ м/с},$ $t_p = 0,55 \text{ с}$
Ковочный гидравлический пресс усилием 63 МН		$F_p = 1,9 \text{ м}^2, F_{\text{г}} = 0,123 \text{ м}^2,$ $F_{yp} = 0,05 \text{ м}^2, L_p = 650 \text{ м},$ $L_{\text{г}} = 270 \text{ м}, d_{mp} = 0,25 \text{ м},$ $d_{\text{г}} = 0,07 \text{ м}, \sum \zeta_p = 17,9,$ $\sum \zeta_{\text{г}} = 30,1, \xi_p = 28794,$ $\xi_{\text{г}} = 48904, p_{\text{б}} = 0,5 \text{ МПа},$ $\Delta h_{yp} = 15 \text{ м}, a = 1478210 \text{ кг},$ $b = 30362000 \text{ кг/м},$ $c = 1028500 \text{ Н},$ $V_{\text{max}} = 0,185 \text{ м/с}, t_p = 0,8 \text{ с}$
Ковочный гидравлический пресс усилием 100 МН		$F_p = 3,28 \text{ м}^2, F_{\text{г}} = 0,16 \text{ м}^2,$ $F_{yp} = 0,123 \text{ м}^2, L_p = 940 \text{ м},$ $L_{\text{г}} = 470 \text{ м}, d_{mp} = 0,3 \text{ м},$ $d_{\text{г}} = 0,07 \text{ м}, \sum \zeta_p = 15,9,$ $\sum \zeta_{\text{г}} = 29,1, \xi_p = 39300,$ $\xi_{\text{г}} = 73933, p_{\text{б}} = 0,5 \text{ МПа},$ $\Delta h_{yp} = 18 \text{ м}, a = 3509200 \text{ кг},$ $b = 70367000 \text{ кг/м},$ $c = 2154000 \text{ Н}, V_{\text{max}} = 0,175 \text{ м/с},$ $t_p = 0,855 \text{ с}$

В схемах разводов трубопроводов (табл. 1) приняты следующие численные обозначения: 1 – рабочий цилиндр; 2 – возвратный цилиндр; 3 – НСК; 4 – сливной клапан возвратных цилиндров; 5 – тройник; 6 – запорный вентиль; 7 – НСБ; 8 – коллектор; 9 – уравнивающий цилиндр; 10 – аккумулятор; 11 – основной наполнительно-сливной трубопровод; 12 – сливной трубопровод возвратных цилиндров; 13 – поворот; 14 – дроссельная шайба; 15 – вход в НСБ; 16 – вход в цилиндр.

В соответствии со схемами разводов трубопроводов, представленными в табл. 1, основной отличительной конструктивной особенностью наполнительно-сливных систем рассматриваемых прессов является расположение НСК. Так, для прессов усилием:

- 50 МН – отдельные НСК встроены в корпус каждого рабочего цилиндра;
- 63 МН – блоки НСК I и II ступеней усилий установлены в прямке пресса возле главного клапанного распределителя;
- 100 МН – блоки НСК I и II ступеней усилий установлены сверху на прессе (на верхней неподвижной поперечине) возле рабочих цилиндров.

При определении коэффициента  $b$  необходимо определить величины местных гидросопротивлений на участках разводов трубопроводов. Значения  $\zeta_i$  для прессов усилием 50 МН, 63 МН и 100 МН приведены в табл. 2.

Таблица 2

Коэффициенты местных гидросопротивлений на участках разводов трубопроводов прессов усилием 50 МН, 63 МН и 100 МН

Номер сопротивления	3	4	5	6	8	13	14	15	16
$\zeta_i$	10	15	3	2	3	0,3	10	1	1

## ВЫВОДЫ

Установлено, что приведенные массы жидкости на 2...3 порядка превосходят по величине массу движущихся металлических частей и именно они определяют динамику всей машины. При этом, чем длиннее магистраль «НСБ – пресс», чем больше в ней установлено арматуры, чем меньше диаметр ее проходного сечения, тем больше гидравлические потери в системе и ниже скорость подвижной поперечины на ходе приближения и производительность пресса в целом. Для снижения коэффициента  $b$  магистраль «НСБ – пресс» необходимо максимально разгрузить от излишней арматуры и других местных сопротивлений.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Elena S. Korchak. *Inverse Pass of Hydraulic Presses and Pressure Unloading of Working Cylinders/ Russian Engineering Research*. – 2011. – Vol. 31, No. 2. – P. 113–115.
2. Белов А. Ф. *Объемная штамповка на гидравлических прессах* / А. Ф. Белов, Б. В. Розанов, В. П. Линц. – М. : Машиностроение, 1986. – 256 с.
3. Корчак Е. С. *Анализ динамической модели хода приближения ковочных гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом* / Е. С. Корчак, Н. А. Клочкова // *Обработка материалов давлением : сб. науч. тр.* – Краматорск : ДГМА, 2012. – № 1 (30). – С. 250–255.
4. Корчак Е. С. *Определение показателей гидравлических прессов применительно к возвратному ходу и разгрузке рабочих цилиндров от давления* / Е. С. Корчак // *Вестник машиностроения*. – Москва : Машиностроение, 2011. – № 7. – С. 26–28.

Корчак Е. С. – канд. техн. наук, доц. кафедры МТО ДГМА;  
Клочкова Н. А. – магистр ДГМА.

ДГМА – Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск.

E-mail: helen\_korchak@ukr.net

Статья поступила в редакцию 15.05.2012 г.