

УДК 621.733

Корчак Е. С.
Клочкова Н. А.**АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ХОДА ПРИБЛИЖЕНИЯ КОВОЧНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРЕССОВ С НАСОСНО-АККУМУЛЯТОРНЫМ ПРИВОДОМ**

В ковочных гидравлических прессах с насосно-аккумуляторным приводом (НАП) на ходе приближения поперечины к поковке осуществляется заполнение рабочих цилиндров жидкостью низкого давления из наполнительно-сливного бака (НСБ) через открытые наполнительно-сливные клапаны (НСК) [1].

Как показывает опыт промышленной эксплуатации гидравлических прессов, на ходе приближения может возникнуть жидкостное голодание рабочих цилиндров в связи с тем, что они не успевают заполняться жидкостью низкого давления из НСБ [2]. При пониженном давлении в баке НСК, прижатый к седлу усилием пружины, не может подняться на полный ход. Это приводит к разрыву струи рабочей жидкости в наполнительной магистрали, зависанию НСК по окончании хода приближения и его закрытию с интенсивным гидроударом перед началом рабочего хода. Для улучшения работы пресса на ходе приближения индивидуальный сервопривод НСК должен управлять его работой таким образом, чтобы клапан принудительно находился в постоянно открытом состоянии, а его принудительное закрытие сервоприводом осуществлялось только перед началом рабочего хода [3]. Такое управление работой НСК исключает недозаполнение рабочих цилиндров жидкостью низкого давления на ходе приближения. Кроме того, НСК других ступеней усилий, которые не задействованы, постоянно полностью открыты, чем обеспечивается надежное заполнение цилиндров этих ступеней жидкостью низкого давления из бака, исключая их самопроизвольное открытие и закрытие, а также интенсивный износ клапанов.

Однако улучшение условий работы НСК не решает полностью проблему жидкостного голодания на ходе приближения и сопутствующих ему колебательных и гидроударных явлений в наполнительно-сливной системе пресса. Для их устранения необходимо проанализировать влияние всех возможных факторов на динамику хода приближения. Наиболее эффективным является проведение такого анализа на базе адекватных математических моделей.

Целью данной работы является анализ коэффициентов математической модели хода приближения, позволяющий на этапе проектирования системы управления прессом подобрать оптимальные величины основных параметров наполнительно-сливной системы и режимы осуществления хода приближения без построения физической модели.

Для анализа динамики хода приближения используем уравнение Рикатти, описывающее разгон и установившееся движение подвижной поперечины пресса при заполнении рабочих цилиндров жидкостью низкого давления, в следующем виде [4]:

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

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. Рассмотрим их подробно и проанализируем влияние каждого из них на динамику хода приближения подвижной поперечины к поковке.

Коэффициент a – приведенные к площадям плунжеров рабочих и возвратных цилиндров движущиеся массы металла и жидкости в магистрали «НСБ – пресс». Он может быть определен из следующей зависимости:

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

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;

ρ – плотность рабочей жидкости.

Приведенные длины магистралей рабочих L_p и возвратных L_v цилиндров определяются по выражению:

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

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

Из зависимостей (2) и (3) видно, 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» и чем меньше диаметр ее проходного сечения, тем выше приведенные массы жидкости в системе, тем выше уровень гидравлических ударов на прессе и ниже его производительность.

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

$$b = 0,5 \rho \xi_p F_p + 0,5 \rho \xi_v F_v, \quad (4)$$

где ξ_p, ξ_v – приведенные коэффициенты гидравлического сопротивления магистралей «НСБ – рабочий цилиндр» длиной l_p и «возвратные цилиндры – НСБ» длиной l_v .

Коэффициенты ξ_p и ξ_v можно определить по следующему выражению:

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

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

f_i – площади проходного сечения участков трубопроводов;

ζ_i – коэффициенты местных гидросопротивлений на участках трубопроводов.

Зависимости (4) и (5) позволяют сделать вывод, что чем длиннее магистраль «НСБ – пресс», чем больше в ней установлено арматуры, чем меньше диаметр ее проходного сечения, тем больше гидравлические потери в системе, тем ниже скорость подвижной поперечины на ходе приближения к поковке и производительность прессы в целом.

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

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

где p_b, 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 уравнивающих цилиндров;

Δh_{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.:

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

Наибольшая скорость подвижной поперечины V_{\max} на ходе приближения должна соответствовать пропускной способности дополнительного трубопровода рабочих цилиндров (d_{mp}). В противном случае может произойти падение давления в рабочих цилиндрах пресса ниже атмосферного и разрыв струи жидкости в дополнительном трубопроводе. Это, в свою очередь, вызовет подсос воздуха через уплотнения и нарушение нормальной работы гидравлической системы управления прессом. Поэтому, после определения наибольшей скорости опускания поперечины на холостом ходе по формуле (7) необходимо проверить систему наполнения на разрыв струи рабочей жидкости по условию:

$$p_0 - 0,5\rho\xi_p V_{\max}^2 - \rho g \Delta h_{yp} \geq p_{\min}, \quad (8)$$

где p_{\min} – минимально допустимое давление в рабочих цилиндрах на ходе приближения, соответствующее величине 0,1...0,005 МПа.

В случае невыполнения неравенства (8) необходимо либо повысить давление в НСБ (p_0), либо увеличить диаметр дополнительного трубопровода (d_{mp}), либо повысить гидравлическое сопротивление сливной магистрали возвратных цилиндров (ξ_p путем, например, уменьшения диаметра сливной магистрали d_g возвратных цилиндров), понизив тем самым скорость опускания подвижной поперечины (V_{\max}) гидравлического пресса.

Несмотря на конструктивное разнообразие гидросистем прессов, коэффициенты a , b и c имеют идентичные составляющие и являются постоянными величинами для каждой конкретной гидравлической системы. В табл. 1 приведены значения конструктивных параметров ковочных гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом усилием 50 МН, 63 МН и 100 МН и параметров прессов применительно к ходу приближения.

Благодаря постоянству коэффициентов a , b и c , уравнение (1) решается аналитически, т. е. позволяет получить алгебраические выражения, описывающие изменение пути, скорости и ускорения подвижной поперечины в функции времени t :

$$S_n = \frac{a}{b} \ln \left(ch \left(\frac{\sqrt{cb}}{a} t \right) \right); \quad V_n = \sqrt{\frac{c}{b}} th \left(\frac{\sqrt{cb}}{a} t \right); \quad j_n = \frac{c}{a} \left[1 - th^2 \left(\frac{\sqrt{cb}}{a} t \right) \right]. \quad (9)$$

Выражения (9) позволяют проанализировать влияние различных параметров на динамику хода приближения поперечины пресса.

Время разгона подвижной поперечины гидравлического пресса до установившейся скорости после мгновенного открытия сливного клапана возвратных цилиндров составляет:

$$t_p \approx \frac{3a}{\sqrt{cb}}.$$

Таблица 1

Параметры ковочных гидравлических прессов усилием 50 МН, 63 МН и 100 МН применительно к ходу приближения

Параметр	Усилие пресса, МН		
	50	63	100
$F_p, \text{М}^2$	1,58	1,9	3,28
$F_{\theta}, \text{М}^2$	0,135	0,123	0,16
$F_{yp}, \text{М}^2$	–	0,05	0,123
$l_p, \text{М}$	15	17	20
$l_{\theta}, \text{М}$	5	7	10
$L_p, \text{М}$	530	650	940
$L_{\theta}, \text{М}$	195	270	470
$M, \text{кг}$	175000	210000	350000
$d_{mp}, \text{М}$	0,24	0,25	0,3
$d_{\theta}, \text{М}$	0,07	0,07	0,07
$\sum \zeta_p$	17,6	17,9	15,9
$\sum \zeta_{\theta}$	32,1	30,1	29,1
ξ_p	24010	28794	39300
ξ_{θ}	50945	48904	73933
$p_{\theta}, \text{МПа}$	0,5	0,5	0,5
$\Delta h_{yp}, \text{М}$	12	15	18
$a, \text{кг}$	1039000	1478210	3509200
$b, \text{кг/м}$	22407000	30362000	70367000
$c, \text{Н}$	1455000	1028500	2154000
$V_{\max}, \text{м/с}$	0,255	0,185	0,175
$t_p, \text{с}$	0,55	0,8	0,855

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.

Используя данные табл. 1, проведем анализ динамической модели движения подвижной поперечины пресса на ходе приближения. С этой целью в уравнения (9) подставим соответствующие параметры табл. 1. Результаты математического моделирования представлены на рис. 1 в виде кривых изменения пути (а), скорости (б) и ускорения (в) подвижной поперечины прессов усилием 50 МН, 63 МН и 100 МН в функции времени.

Из графиков (рис. 1) видно, что:

- для прессы усилием 50 МН – разгон до максимальной скорости 0,255 м/с осуществляется в течение 0,55 с на ходе 0,09 м, при этом максимальное значение ускорения достигает 1,4 м/с²;
- для прессы усилием 63 МН – разгон до максимальной скорости 0,185 м/с осуществляется в течение 0,8 с на ходе 0,11 м с максимальным ускорением 0,7 м/с²;
- для прессы усилием 100 МН – разгон до максимальной скорости 0,175 м/с осуществляется в течение 0,855 с на ходе 0,12 м с максимальным ускорением достигает 0,6 м/с².

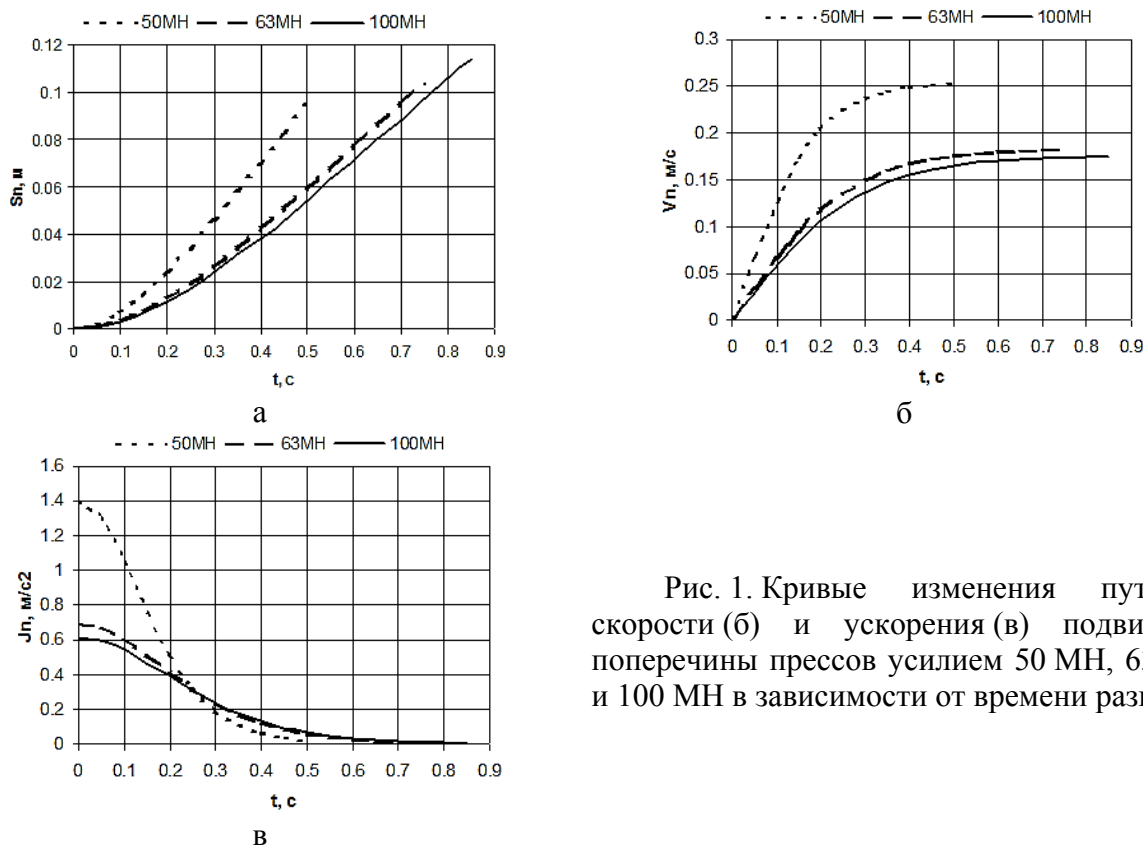


Рис. 1. Кривые изменения пути (а), скорости (б) и ускорения (в) подвижной поперечины прессов усилием 50 МН, 63 МН и 100 МН в зависимости от времени разгона

Таким образом, наиболее динамически благоприятные условия осуществления хода приближения обеспечиваются на прессах усилием 63 МН и 100 МН, где максимальные ускорения не превышают значения 0,7 м/с². Это дает основание утверждать, что колебательные и гидроударные явления в наполнительно-сливных системах этих прессов при разгоне подвижной поперечины до максимальной скорости отсутствуют. В отношении прессы усилием 50 МН такое утверждение не действует, т. к. динамическая составляющая хода приближения – ускорение – составляет 1,4 м/с², что говорит о возможности возникновения гидравлического удара при разгоне поперечины до максимальной скорости. При этом кривая изменения ускорения (рис. 1, в) для прессы усилием 50 МН существенно отличается своей крутизной в сравнении с кривыми ускорения других прессов, свидетельствуя об отсутствии «мягкой» и плавной работы прессы на ходе приближения. Основной причиной таких динамических проявлений является отсутствие в конструкции прессы усилием 50 МН уравновешивающих цилиндров, выполняющих функцию демпферов в гидравлической системе, сглаживающих и компенсирующих возможные гидроударные и колебательные явления. Однако устранение динамических проявлений (колебаний и гидроударов) на ходе приближения не гарантирует качество заполнения рабочих цилиндров жидкостью низкого давления. Поэтому, необходимо проверить систему наполнения на разрыв струи рабочей жидкости по формуле (8). Кривые падения давления в рабочих цилиндрах ($p_{ц}$) при разгоне подвижной поперечины прессы на ходе приближения представлены на рис. 2. Из рисунка видно, что при давлениях в НСБ 0,5 МПа (а) и 0,6 МПа (б) падение давления в рабочих цилиндрах до нулевого

значения происходит раньше, чем поперечина успеет разогнаться до максимальной скорости, что говорит о наличии в них жидкостного голодания на ходе приближения. При этом наиболее неблагоприятные условия складываются для пресса усилием 50 МН.

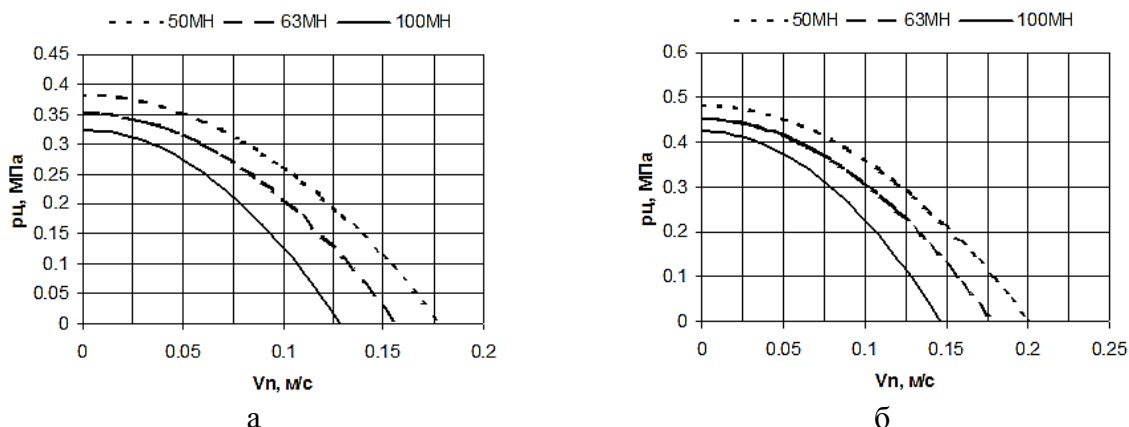


Рис. 2. Кривые падения давления в рабочих цилиндрах при разгоне подвижной поперечины пресса на ходе приближения при давлении в НСБ 0,5 МПа (а) и 0,6 МПа (б)

ВЫВОДЫ

Из анализа коэффициента a установлено, что необходимо так проектировать наполнительно-сливную систему, чтобы НСБ находился рядом с прессом и соединялся с ним трубопроводом достаточно большого диаметра. Это резко снизит приведенные массы жидкости и, соответственно, динамическую составляющую хода приближения.

Для снижения коэффициента b магистраль «НСБ – пресс» необходимо максимально разгрузить от излишней арматуры и других местных сопротивлений.

Для обеспечения плавного и безударного разгона подвижной поперечины на ходе приближения в конструкции пресса должны быть предусмотрены уравнивающие цилиндры, выполняющих функцию демпферов в гидравлической системе, сглаживающих и компенсирующих возможные проявления динамических факторов.

Важным при осуществлении хода приближения является постоянный контроль скорости движения подвижной поперечины с целью недопущения жидкостного голодания рабочих цилиндров при их заполнении жидкостью низкого давления из НСБ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белов А. Ф. Объемная штамповка на гидравлических прессах / А. Ф. Белов, Б. В. Розанов, В. П. Линц. – М. : Машиностроение, 1986. – 256 с.
2. Корчак Е. С. Разработка системы ускоренного заполнения рабочих цилиндров гидравлических прессов жидкостью низкого давления // Заготовительные производства в машиностроении. – Москва : Машиностроение, 2011. – № 7. – С. 26–28.
3. Пат. 38880 України, МПК В21 В15/00. Спосіб керування роботою наповнювально-зливної системи гідравлічного преса / Шинкаренко О. М., Корчак О. С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – № 200809688; заявл. 24.07.2008; опубл. 26.01.2009, Бюл. № 2.
4. Шинкаренко О. М. Совершенствование режимов работы гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом на холостом ходе / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2011. – № 2 (27). – С. 190–194.

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

ДГМА – Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск.

E-mail: helen_korchak@ukr.net

Статья поступила в редакцию 12.01.2012 г.