

УДК 621.694.3

## РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРНОГО МЕХАНИЗМА

Яценко А.Ф., Селивра С.А., доценты, канд-ты техн. наук,  
Донецкий национальный технический университет

*Выведены уравнения, позволяющие определить энергетические параметры гидравлического ударного механизма, либо по этим параметрам определить конструктивные размеры.*

*The equations allowing to define power parameters of the hydraulic shock mechanism are deduced or on these parameters to define the constructive sizes.*

При расчете гидравлических ударных механизмов необходимо либо по заданным конструктивным параметрам определить энергетические параметры, либо по заданным энергетическим параметрам определить оптимальные конструктивные.

Не вдаваясь в подробную классификацию гидравлических ударных механизмов отметим лишь, что в зависимости от того под действием наших сил совершается прямой и обратный ход их можно разделить на:

- гидроударники, в которых прямой и обратный ход совершается под действием силы давления жидкости;
- гидроударники, в которых прямой ход осуществляется под действием силы сжатой пружины, а обратный – под действием силы давления жидкости;
- гидроударники, в которых прямой ход осуществляется под действием силы давления жидкости, а обратный – под действием силы сжатой пружины.

Первый тип гидроударников подробно изучен, второй тип по утверждению ряда авторов является наихудшим (получаемая энергия удара минимальная). Третий тип, по сравнению с двумя предыдущими имеет ряд преимуществ, главное из которых – простота конструкции.

Рассмотрим более подробно расчет этого типа гидроударников. Его принципиальная схема приведена на рис. 1

Она включает источник постоянного давления (насос) 1, от которого рабочая жидкость по нагнетательному трубопроводу 2 посту-

пает в цилиндр гидроударника. Под действием силы давления поршень-боек 5 перемещается вправо и наносит удар по объекту 7. В конце удара прекращается подача жидкости под давлением. Под действием силы сжатой пружины поршень-боек возвращается в исходное положение. Гидропневмоаккумулятор 3 предназначен для поддержания постоянного давления перед цилиндром гидроударника.

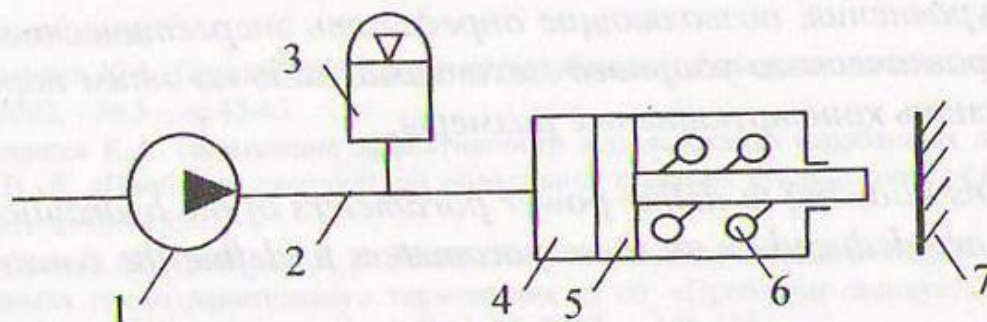


Рис.1 – Принципиальная схема гидроударника

Прямой ход поршня-бойка под действием импульса давления описывается уравнением

$$My'' = P_n S_n - ky - F_{тр} \quad (1)$$

где  $M$  – масса поршня-бойка;  $y$  – перемещение поршня бойка;  $P_n$  – давление в цилиндре;  $k$  – жесткость пружины;  $F_{тр}$  – сила трения поршня-бойка о стенки цилиндра.

Давление в цилиндре определится из уравнения

$$P_n = P_n - \rho c \frac{S_n}{S_{тр}} y' - \rho g \lambda \frac{l_{тр}}{d_{тр}} \left( \frac{S_n}{S_{тр}} \right)^2 (y')^2 \quad (2)$$

где  $P_n$  – давление на выходе из насоса;  $\rho$  – плотность воды;  $c$  – скорость распространения гидравлического удара;  $S_n$ ,  $S_{тр}$  – площади поршня-бойка и трубопровода;  $g$  – ускорение свободного падения;  $l_{тр}$ ,  $d_{тр}$  – длина и диаметр соединительного трубопровода; коэффициент гидравлического трения.

Сила трения поршня-бойка о корпус цилиндра определяется по формуле:

$$F_{тр} = fh\pi d_n P_n \quad (3)$$

где  $f$  – коэффициент трения резиновой манжеты по металлу;  $h$  – ширина рабочей части манжеты;  $d_n$  – диаметр поршня-бойка.

Подставляя  $F_{тр}$  в уравнение (1) получим

$$My'' = P_n (S_n - fh\pi d_n) - ky \quad (4)$$

Обозначая  $S_{\Pi} - f_{\Pi} d_{\Pi} = S_3$  и подставляя все полученные значения (2 и 4) в уравнение (1) окончательно получим:

$$M y'' = \left( P_{\Pi} - \rho c \frac{S_{\Pi}}{S_{\text{тр}}} y' - \rho g \lambda \frac{l_{\text{т}}}{d_{\text{тр}}} (y')^2 \frac{S_{\Pi}^2}{S_{\text{тр}}^2} \right) \cdot S_3 - k y \quad (5)$$

Разделив все члены уравнения на  $M$  и принимая значения коэффициентов уравнения:

$$A = \frac{\rho c}{M} \frac{S_{\Pi}}{S_{\text{тр}}} S_3; \quad B = \lambda \rho \frac{l_{\text{т}}}{d_{\text{тр}}} \frac{S_3}{M} \frac{S_{\Pi}^2}{S_{\text{тр}}^2};$$

$$q = \frac{k}{M} \quad \text{и} \quad R = \frac{P_{\Pi} S_3}{M}$$

Получим:

$$y'' + A y' + B (y')^2 + q y = R \quad (6)$$

С целью решения уравнения 6 принимаем:

$$(y')^2 = V_{\text{max}} y',$$

тогда

$$y'' + (A + B V_{\text{max}}) y' + q y = R \quad (7)$$

обозначим  $A + B V_{\text{max}} = p$  получим:

$$y'' + p y' + q y = R \quad (8)$$

Решая уравнение 8 получим:

$$y = c_1 e^{\lambda_1 t} + c_2 e^{\lambda_2 t} + \frac{R}{q}; \quad y' = \lambda_1 c_1 e^{\lambda_1 t} + \lambda_2 c_2 e^{\lambda_2 t}$$

где коэффициенты

$$c_1 = -\frac{R}{q} \frac{\lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1}; \quad c_2 = \frac{R}{q} \frac{\lambda_1}{\lambda_2 - \lambda_1}$$

$$\lambda_1 = -\frac{p}{2} + \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}; \quad \lambda_2 = -\frac{p}{2} - \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}$$

Обратный ход поршня-бойка под действием силы сжатой пружины описывается уравнением:

$$M y'' = k(y_0 - y) - P'_{\Pi} S_{\Pi} - F_{\text{тр}} \quad (9)$$

Давление в цилиндре  $P_{\Pi}$  определяется сопротивлением (потерями) в сбросной линии

$$P_{\Pi} = \rho g H_{\text{пот}} = \rho g \frac{\lambda l_{\text{тр}}}{d_{\text{тр}} 2g} \left( \frac{S_{\Pi}}{S_{\text{тр}}} \right)^2 (y')^2 \quad (10)$$

Подставляя значение (10) в уравнение (9), получим

$$My'' = ky_0 - ky - \rho g \frac{\lambda l_{\text{тр}}}{2gd_{\text{тр}}} \frac{S_{\text{п}}^2}{S_{\text{тр}}^2} S_{\text{экв}} (y')^2 \quad (11)$$

или

$$y'' + \frac{\rho g}{M} \frac{\lambda l_{\text{тр}}}{2gd_{\text{тр}}} \frac{S_{\text{п}}^2}{S_{\text{тр}}^2} S_{\text{экв}} (y')^2 + \frac{k}{M} y = \frac{k}{M} y_0$$

обозначая

$$p = \frac{\rho g}{M} \frac{\lambda l_{\text{тр}}}{2gd_{\text{тр}}} \frac{S_{\text{п}}^2}{S_{\text{тр}}^2} S_{\text{экв}}; \quad q = \frac{c}{M}; \quad R = \frac{cy_0}{M}$$

получим

$$y'' + p(y')^2 + qy = R \quad (12)$$

Принимая то же допущение  $(y')^2 = V_{\text{мах}} y'$ , получим

$$y'' + pV_{\text{мах}} y' + qy = R \quad \text{или} \quad pV_{\text{мах}} = p_1$$

Окончательно получим

$$y'' + p_1 y' + qy = R \quad (13)$$

Решение уравнения (13) дает следующий результат

$$y = c_1 e^{\lambda_1 t} + c_2 e^{\lambda_2 t} + \frac{R}{q}; \quad y' = \lambda_1 c_1 e^{\lambda_1 t} + \lambda_2 c_2 e^{\lambda_2 t}$$

где

$$c_1 = -\frac{R}{q} \frac{\lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1}; \quad c_2 = \frac{R}{q} \frac{\lambda_1}{\lambda_2 - \lambda_1}$$

$$\lambda_1 = -\frac{p}{2} + \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}; \quad \lambda_2 = -\frac{p}{2} - \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}$$

Так, по выведенным уравнениям, для гидроударника со следующими параметрами:

$M$  – масса бойка, 0,8 кг;

$d_{\text{тр}}$  – диаметр трубопровода, 30 мм;

$l_{\text{тр}}$  – длина трубопровода, 5 м;

$d_{\text{п}}$  – диаметр поршня, 25 мм,

взятыми в качестве примера, получили следующие результаты:

$V$  – скорость бойка;

$E$  – энергия удара, 46,7 Н·м.

Полученные уравнения позволяют определять по конструктивным параметрам и давлению в цилиндре гидроударника его энергетические параметры.