

---

УДК 621.7.044

**В.К. Борисевич, С.А. Бычков, А.П. Брагин, В.Е. Зайцев,  
С.А. Полтарушников**

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского  
«Харьковский авиационный институт», Украина*

## **ГАЗОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ РАЗГОНА СНАРЯДА В УСТАНОВКАХ ДЛЯ ГДШ**

В данной работе представлены три возможных варианта создания энергетического узла установок для реализации ГДШ. *Первый вариант* предполагает использование гидравлического удара для придания скорости снаряду, обеспечивающее потребный запас кинетической энергии. *Второй вариант* предполагает использование давления, создаваемого в одноктактном дизельном двигателе с последующим применением мультипликации давления и скорости, которая обеспечивает потребный запас кинетической энергии. *Третий вариант* предполагает прямое использование энергии горения топлива (дизельный или карбюраторный вариант) для разгона снаряда до заданной скорости, обеспечивающей потребный запас кинетической энергии.

**энергетический узел для установок ГДШ, гидравлический удар, мультипликация давления и скорости, одноктактный двигатель внутреннего сгорания, давление, скорость, кинетическая энергия**

Традиционно ранее основным энергоносителем в пресс-пушках был порох. Однако, в настоящее время использование пороха в производственных условиях неприемлемо.

Поэтому, в целях сохранения и дальнейшего развития уникальных технологий гидродинамической штамповки (ГДШ), подтвердивших свои преимущества и универсальность за 40 лет эксплуатации на ряде серийных и опытных предприятий, целесообразна разработка новых, альтернативных пороховым, конструктивно-технологических решений по обеспечению разгона снаряда (поршня), т.е. по сообщению снаряду заданной кинетической энергии.

В данной работе представлены 3 возможных и рекомендуемых для практического внедрения варианта создания систем разгона снаряда в установке для ГДШ.

### **I вариант**

### (использование гидравлического удара, рис. 1)

Используется давление, возникающее в жестких трубах, при реализации гидравлического удара, т.е. в «момент мгновенной остановки (торможения)» конструкции, в состав которой входят:

- масса подвижной части ствола (рис. 1, поз. 1);
- масса снаряда (рис. 1, поз. 5);
- масса столба жидкости (рис. 1, поз. 4), которой заполнена подвижная часть ствола.

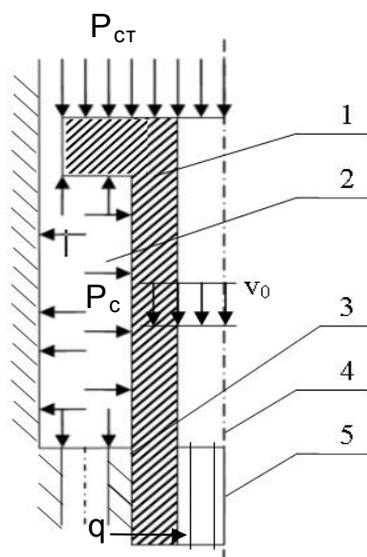


Рис. 1. Первый вариант: создание энергетического узла установок для реализации ГДШ

Позиции на рис. 1:

1 – подвижная часть ствола;  
2 – суфлирующая полость, в которой может быть расположена жидкость, сжатый газ или механический регулятор сопротивления;

3 – поверхность неподвижной части ствола, с которой в момент удара контактирует нижняя часть фланца подвижной части ствола;

4 – столб жидкости, расположенный в подвижной части ствола;

5 – снаряд;

$q$  – фиксатор снаряда.

Величина  $P_{ст}$  задана и задает функцию  $P_c = P_c(t)$ , которая определяет  $V_0$ .

Полезное действие гидравлического удара можно значительно усилить и, в определенном случае, сделать превалирующим в общем накопленном запасе энергии. Эта цель, согласно исследованиям Н.Е. Жуковского, достигается увеличением скорости, давления в столбе жидкости, воздействующим на задвижку (преграду, в нашем случае – снаряд), и длины канала.

Рассмотрим вопрос определения давления  $P_{ст}$ , действующего на дно ци-

цилиндра (снаряда) вместе с массой воды, находящейся в цилиндре, под давлением  $P_{cm}$ , до скорости  $V_0$  – скорости системы "подвижная часть ствола + снаряд + масса воды, находящаяся в подвижной части ствола" в момент удара всей системы об опору (рис. 1, поз. 3)

$$P_{\Sigma} = P_{cm} + P_2 + P_k = P_{cm} + \rho_0 V_0 c_0 + \frac{\rho_0 V_0^2}{2}, \quad (1)$$

где  $P_2$  – давление на верхнем торце снаряда от действия гидроудара;  $P_{cm}$  – давление в полости обоймы над снарядом;  $P_k$  – кинематическая составляющая давления;  $V_0$  – скорость системы «подвижная часть ствола + снаряд + масса жидкости в подвижной части ствола»;  $m_{сн}$  – масса снаряда;  $\rho_0$  – плотность воды;  $\gamma_0$  – удельный вес воды,  $\gamma_0 = 10000 \text{ Н/м}^3$ ;  $c_0$  – скорость распространения звука в воде,  $c_0 = 1425 \text{ м/с}$ .

$$\rho_0 = \frac{\gamma_0}{g} = \frac{10^4 \text{ Н}}{9,81 \text{ м}^3} \cdot \frac{\text{с}^2}{\text{м}} = 1020 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \left[ \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} = \left( \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}} \right) \cdot \frac{1}{\text{м}^3} \right];$$

$$\rho_0 c_0 = 1020 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4} \cdot 1425 \frac{\text{м}}{\text{с}} = 1,4535 \cdot 10^6 \left[ \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^3} \right],$$

где  $\rho_0 c_0$  – акустический импеданс.

### **Количественная оценка слагаемых (1):**

#### *А. Кинематическая составляющая давления*

$$P_k = \frac{\rho_0 v_0^2}{2} = 510 \left[ \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4} \right] \cdot v_0^2 \left[ \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \right] = 510 \cdot v_0^2 \left[ \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \right].$$

#### *Б. Величина давления гидравлического удара.*

$P_2$  в (1) определена по формуле Н.Е. Жуковского [1], для идеальной жидкости (т.е. без учета вязкости) и без учета торможения за счет трения в стенках.

Экспериментальные исследования, проведенные в МГУ [2], показывают, что давление гидравлического удара, необходимо определять по соотношению

$$P_2 = \sqrt{1 + \eta - \xi} \cdot \rho_0 v_0 c_0 = 1,155 \rho_0 v_0 c_0, \quad (2)$$

где  $\xi = 0$ , так как в расчетной схеме (рис. 1) жидкость перемещается вместе с цилиндром, относительное движение отсутствует, нет трения;  $\eta = 0,333$ , в расчетной схеме (рис. 1) движение жидкости можно считать

ламинарным.

Коэффициент  $\eta$  учитывает влияние вязкости жидкости на конечное значение  $P_z$  [2].

Таким образом,

$$P_z = \sqrt{1 + \frac{1}{3} \cdot \rho_0 v_0 c_0} = 1,678 \cdot v_0 \cdot 10^6 = 1,678 \cdot v_0 [\text{МПа}]. \quad (3)$$

*В. Результаты сравнительного анализа.*

При  $v_0 \leq 100$  м/с погрешность менее 5%, если не учитывать  $P_k$ . Таким образом, допустимо использовать соотношение для определения  $P_\Sigma$  в форме

$$P_\Sigma = P_{cm} + 1,155 \rho_0 v_0 c_0. \quad (4)$$

*Г. Определение скорости снаряда.*

Соотношение (3) справедливо при реализации прямого гидравлического удара, т.е. при выполнении условия

$$0 \leq t \leq t_k = \frac{2L}{c_0}, \quad (5)$$

где  $t_k$  – время полупериода прямого гидроудара.

При этом в течение первого полупериода нагружения, т.е. при  $0 \leq t \leq \frac{2L}{c_0}$  можно считать [2], что  $P_\Sigma = \text{const}$ .

В этом случае закон сохранения импульса принимает вид (рис. 2):

$$F_c \int_0^{t_k} P_\Sigma(t) dt = F_c P_\Sigma t_k = m_{сн} v_{сн}, \quad (6)$$

$$\text{откуда} \quad v_{сн} = \frac{F_c P_\Sigma t_k}{m_{сн}}. \quad (7)$$

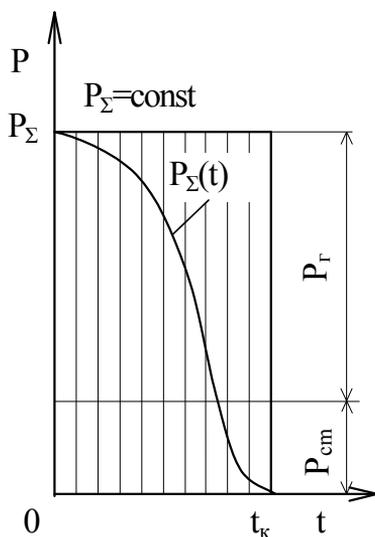


Рис. 2. Закон сохранения импульса

*Графическое представление результатов расчета (рис. 3).*

Соотношения (4) и (7) позволяют определить верхнюю границу доверительного интервала, если использовать вариант представления функции  $P_{\Sigma} = f(t)$  в форме  $P_{\Sigma} = \text{const}$  (рис.2).

Для более точного определения  $v_{сн}$  необходимо использовать результат теоретического и экспериментального определения (уточнения) вида

$v_{сн}, \text{ м/с}$

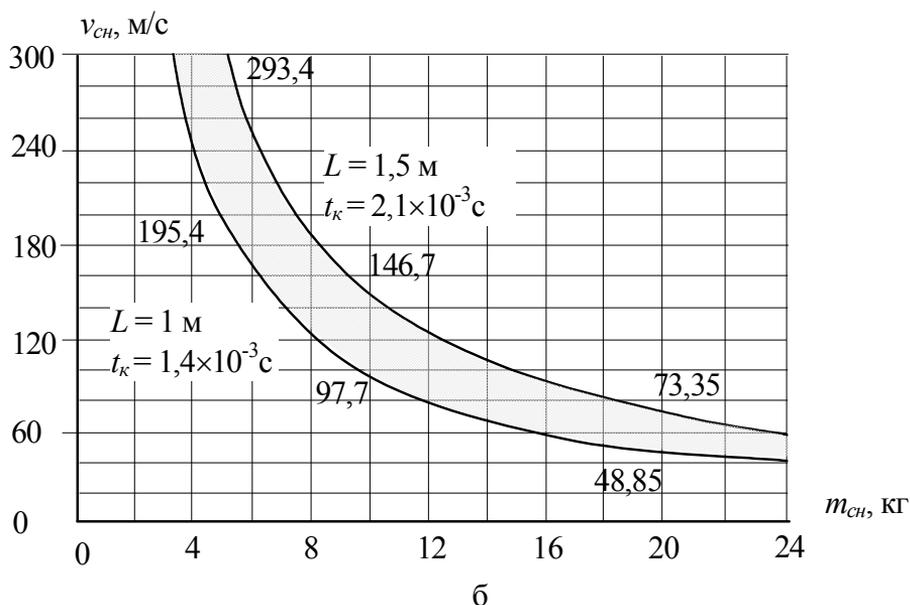
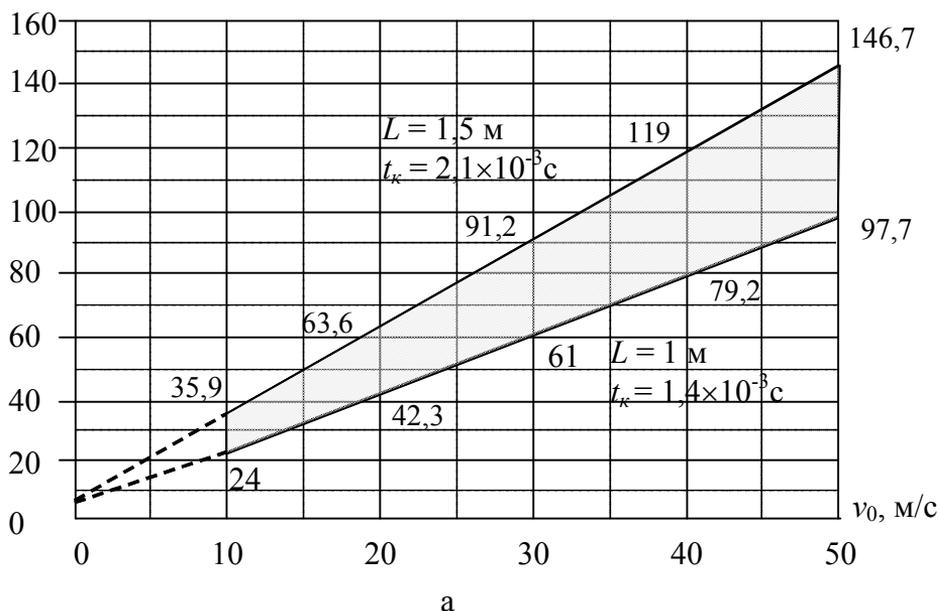


Рис. 3. Результаты расчета

функции  $P_{\Sigma} = f(t)$  и последующего решения соотношения (6) для построения функции  $v_{ch} = v_{ch}(t)$  и определения конечного значения  $v_{ch}$  в конце разгона снаряда, т.е. при  $t = t_k$ .

*Замечание.* С практической точки зрения исключительно важной является величина зазора, т.е. величина расстояния от верхнего среза рабочей камеры штампового блока до нижнего среза снаряда в момент его отрыва от ствола, т.е. в момент реализации гидравлического удара.

Оптимальным следует считать зазор, при котором "снаряд+столб жидкости в стволе" передает в рабочую камеру максимальное количество энергии.

## II вариант (использование энергии горения топлива с применением в конструктивных решениях различных мультипликационных устройств)

В качестве разгонного устройства установок для гидродинамической штамповки может быть предложен аналог двигателя дизель-молота – широко применяемой машины для забивки свай или трамбовки грунтов. Такие двигатели называются *однотактными*, так как их рабочие циклы могут разделяться неограниченными временными промежутками [3].

Схема энергетической части разгонного блока для рассматриваемой нами системы приведена на рис. 4 в характерные функциональные моменты: а – исходное состояние; б – сжатие воздуха в камере сгорания; в – впрыск топлива, сгорание горючей смеси, в – перемещение рабочего органа.

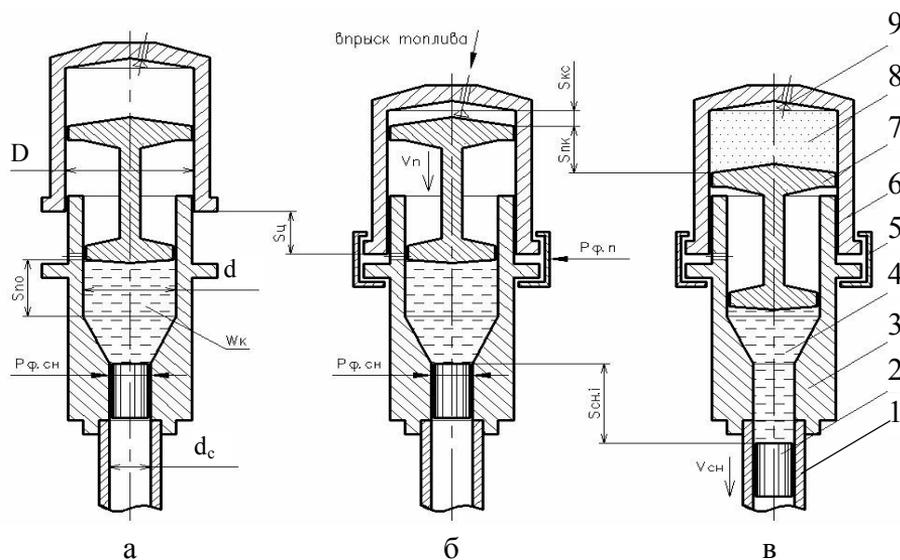


Рис. 4. Энергетическая часть разгонного блока

Позиции на рис. 4:

1 – ствол вместе с суфлирующим устройством, т.е. с устройством, которое обеспечивает совместное движение сжимаемой жидкости и нижнего среза снаряда;

2 – снаряд (поршень); 3 – переходник; 4 – жидкость;

5 – фиксирующее устройство; 6 – подвижная часть камеры сгорания;

7 – ступенчатый (дифференциальный) поршень;

8 – камера сгорания; 9 – подача топлива в камеру сгорания;

$D$  – большой диаметр ступенчатого поршня;

$d$  – меньший диаметр ступенчатого поршня;

$d_c$  – диаметр ствола и снаряда;

$P_{ср.сн.}$  – усилие форсирования;

$P_{ср.кc}$  – усилие фиксации камеры сгорания.

Этот вариант разгонного блока в схематическом конструктивном представлении содержит в себе комбинацию, т.е. сочетание двух методов мультипликации.

Ступенчатый поршень (7) выполняет задачу увеличения давления, действующего на нижний срез ступенчатого поршня – жидкость, заполняющую коноидальный переходник и на верхний срез снаряда (2).

В предположении возможности использования квазистатического подхода, осредненное давление в коноидальной камере составит

$$P_d = P_D \cdot \frac{D^2}{d^2},$$

где  $P_D$  – давление на верхней поверхности ступенчатого поршня;

$P_d$  – давление на нижней поверхности ступенчатого поршня.

Однако, гидродинамическая мультипликация давления при штамповке на пресс-пушках приводит к необходимости решения системы дифференциальных уравнений с выполнением и использованием индивидуальных граничных и начальных условий. Результаты численного решения задачи показывают пульсацию давления в рабочей камере.

И это подтверждено экспериментально и показывает, что функция давления  $P = P(t)$  в рабочей камере существенно зависит от основных параметров разгонного блока, таких как исходное давление на верхней поверхности ступенчатого поршня и как объем жидкости в коноидальном

переходнике, как масса снаряда и поршня его фиксации и последующего суфлирования.

Изучение этого вопроса может и должно быть предметом самостоятельного исследования.

Второй метод мультипликации представляет собой гидродинамический вариант, который состоит в увеличении скорости потока жидкости при движении в сужающемся канале.

С учетом несжимаемости жидкости можно утверждать, что осредненная по сечению осевая компонента скорости потока жидкости постоянна, т.е.

$$v_{сн} \cdot \pi d_{сн}^2 = v_n \cdot \pi d^2 = \text{const} ,$$

откуда 
$$v_{сн} = v_n \cdot \frac{d^2}{d_{сн}^2} ,$$

где  $v_{сн}$  – скорость движения снаряда;

$v_n$  – скорость движения ступенчатого поршня.

Предметом научного исследования должно быть изучение всех элементов системы, образующей данный вариант разгонного блока.

### III вариант

#### (прямое использование энергии горения топлива, рис. 5)

Аналогичные методы разгона снаряда использованы при:

– прямом использовании энергии сгорания пороха;

– прямом использовании энергии сжатого воздуха [4];

– использовании энергии горения природного или сжиженного газового топлива [5] и т.д.

– использовании энергии горения топлива в одноктактном двигателе внутреннего сгорания [6].

Позиции на рис. 5: 1 – фланец; 2 – отверстие для подачи в камеру сгорания сжатого воздуха; 3 – отверстие для подачи в камеру сгорания топлива; 4 –

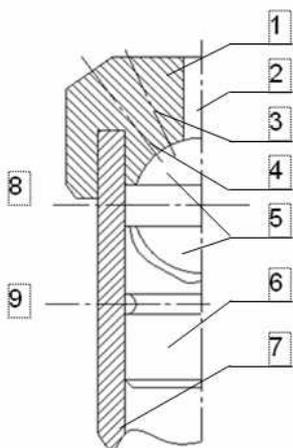


Рис. 5. Третий вариант

устройство поджига смеси; 5 – камера сгорания; 6 – снаряд (поршень); 7 – ствол;

8 – подача форвакуума; 9 – фиксатор снаряда.

Прямое использование энергии горения топлива может быть реализовано как в случае применения карбюраторного однотактного двигателя, так и в случае использования дизельного однотактного двигателя внутреннего сгорания.

Форвакуум необходимо реализовать в подснарядной полости для продувки камеры сгорания и для возвращения снаряда в исходное положение, определяемое фиксатором.

### Литература

1. Жуковский Н.Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах // Бюллетень Политехнического общества. – 1899. – № 5.

2. Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. – М.: Недра, 1975. – 269 с.

3. Волчек Л.Я. Исследование рабочего процесса свайного молота внутреннего сгорания // Труды ЦНИРИ. – М.: ЦНИИРИ, 1952. – Вып. 20. – С. 47-51.

4. Чачин В.Н., Колос В.К., Ботян В.В. Прессы для высокоскоростной ударной штамповки листовых материалов // КШП. – 1984. – № 2. – С.24- 25.

5. Кононенко В.Г., Кушнарченко С.Г., Коваленко Л.В., Стельмах В.А. Состояние и перспективы развития высокоскоростных машин для резки металла и брикетирования стружки с тепловым приводом на газовом топливе // Высокоскоростная штамповка: Сб. научн. тр. –Х.: ХАИ,1983. – С. 32-39.

6. Кононенко В.Г., Шошин Ю.С., Стельмах В.А. О возможности применения бензина в энергоузлах импульсных установок для технологических целей // Высокоскоростная обработка материалов давлением: Сб. научн. тр. –Х.: ХАИ, 1975. – Вып. 4. – С. 96-101.

*Поступила в редакцию 1.06.2007*

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков.