

ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ РАЗДЕЛ

УДК 621.22.011

Прочностной расчет и оптимизация сопла ствола пороховой гидропушки

Э. С. Гескин^а, О. П. Петренко^а, О. А. Русанова^б, А. Н. Семко^б

^а Нью-Джерсийский технологический институт (NJIT), Нью-Арк, Нью-Джерси, США

^б Донецкий национальный университет, Донецк, Украина

Приведена оптимизация сопла ствола пороховой гидропушки. Определен профиль сопла, что позволяет получить импульсную струю воды с заданной скоростью при минимальном давлении внутри установки. Исследуется напряженно-деформированное состояние как для реального экспериментального устройства, так и для случая оптимальной геометрии. Расчет проводился по максимальному распределению давления воды на ствол, полученному с помощью численного метода Годунова, что позволяет сконструировать более легкое, мобильное и мощное устройство.

Ключевые слова: профиль сопла, давление, метод Годунова, импульсная струя воды.

Введение. Одной из наиболее исследованных установок для генерирования импульсных струй жидкости, которые используются для разрушения крепких пород и материалов, является гидропушка. В ней реализуется инерционный принцип разгона воды, ускорение которой происходит в процессе ее втекания в длинное сужающееся сопло. Задачи внутренней баллистики гидропушки хорошо исследованы [1–4]. Развитые методы численных расчетов позволяют с достаточной точностью определять характеристики установок разных типов, в частности распределение давления внутри установки в различные моменты времени.

Известно, что для получения высокоскоростных струй жидкости в корпусе гидропушки должно быть создано высокое давление [1], величина которого может находиться на пределе прочности материала. Точное значение этого давления необходимо для конструирования надежного и безопасного устройства. Несмотря на это, вопросам прочностного расчета уделялось недостаточно внимания. Обычно гидропушка моделируется как скрепленные цилиндры, прочностной расчет проводится при постоянном стационарном максимальном давлении.

В данной работе исследуется напряженно-деформированное состояние экспериментальной пороховой гидропушки с учетом реальной геометрии (используется в Water Jet лаборатории Нью-Джерсийского технологического института [5]) при наиболее опасном, критическом распределении давления, которое было получено по методу Годунова. Приведенный прочностной

расчет гидропушки позволит улучшить конструкцию, снизить затраты на изготовление и сделать ее мобильнее.

Параметры струи гидропушки существенно зависят от формы ее сопла. Определение профиля сопла, позволяющего получить импульсную струю воды с заданной высокой скоростью при минимальном давлении внутри установки, является важной задачей проектирования гидропушки. Приведена оптимизация сопла пороховой гидропушки, что совместно с прочностным расчетом даст возможность уменьшить ее вес и увеличить мощность.

1. Устройство, принцип работы и математическая модель пороховой гидропушки. Пороховая гидропушка (рис. 1) состоит из камеры сгорания 1, цилиндрического ствола 3, в котором между пыжами 6 находится водяной заряд 2, сужающегося сопла 4, заканчивающегося цилиндрическим коллиматором 5. Процессы в такой гидропушке начинаются с момента воспламенения пороха с помощью капсюля 7. Пороховые газы приводят в движение водяной заряд и разгоняют его в стволе. При вытекании в сужающееся сопло водяной поток продолжает ускоряться и истекает наружу с большой скоростью. Обычно сопло заканчивается коллиматором – цилиндрическим участком, который служит для стабилизации струи и выравнивания скорости по ее длине.

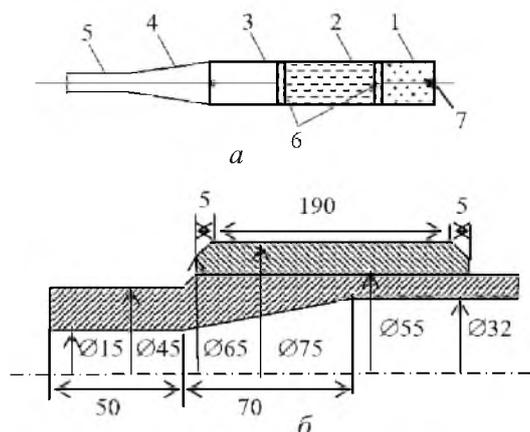


Рис. 1. Пороховая гидропушка (а) и ее чертеж (б).

Математическая модель гидропушки обычно строится при следующих допущениях. Принимается, что жидкость – идеальная и сжимаемая, вязкостью, теплопроводностью и радиальным течением пренебрегают (квазиодномерное приближение) [1, 6, 7]. Влияние пыжей не учитывается. Граница раздела пороховые газы – вода считается плоской в течение всего выстрела. За начальный принимается момент воспламенения пороха, начало координат располагается у входа в сопло, ось x направлена вдоль оси установки.

В принятой постановке квазиодномерное движение воды в гидропушке описывается системой уравнений нестационарной газовой динамики [6, 7]:

$$\frac{\partial \rho F}{\partial t} + \frac{\partial \rho v F}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial \rho v F}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v^2 + p) F}{\partial x} = p \frac{dF}{dx}; \quad p = B[(\rho/\rho_0)^n - 1] \quad (1)$$

с начальными и граничными условиями

$$v(0, x) = 0; \quad p(0, x) = 0; \quad \rho(0, x) = 0; \quad x_{g0} \leq x \leq x_{f0}; \quad (2)$$

$$p(t, x_f) = 0; \quad p(t, x_g) = p_g; \quad v(t, x_g) = v_g, \quad (3)$$

где t – время; x – координата; v – скорость воды; F – площадь поперечного сечения сопла; p и ρ – давление и плотность; $B = 304,5$ МПа, $n = 7,15$, $\rho_0 = 1$ г/см³ – постоянные в уравнении состояния воды в форме Тэта [4]; x_{g0} , x_{f0} и x_g , x_f – соответственно начальные и текущие координаты контактной и свободной поверхностей; p_g и v_g – давление и скорость пороховых газов на контактной поверхности.

Горение пороха рассматривалось в квазистационарном приближении при допущениях, характерных для задач внутренней баллистики в артиллерии [8]: порох воспламеняется мгновенно и горит адиабатически параллельными слоями по геометрическому закону; химический состав продуктов сгорания постоянный, их параметры одинаковые по объему и связаны упрощенным уравнением Ван-дер-Ваальса, учитывающим только собственный объем молекул. Система уравнений и начальные условия, описывающие квазистационарное горение пороха, имеют вид

$$\begin{cases} \frac{dz}{dt} = \frac{u_1 p_g}{h_1}, \quad Q_g = m_{p0} \chi_1 \sigma(z) \frac{u_1 p_g}{h_1}; \\ \frac{1}{k-1} \frac{d(p_g V_g)}{dt} + p_g F u_g = q Q_g; \\ \frac{dV_g}{dt} = Q_g (1/\rho_p - \alpha) + v_g F; \quad v_g = \frac{dx_g}{dt}; \\ z = 0; \quad V_g = V_{g0}; \quad p_g = p_{g0}; \quad x_g = x_{g0}, \end{cases} \quad (4)$$

где h_1 – половина толщины порохового зерна; z – толщина сгоревшего слоя, отнесенная к h_1 ; u_1 – постоянная скорости горения; Q_g – скорость прихода пороховых газов; χ_1 и $\sigma(z)$ – коэффициент и функция, зависящие от формы порохового зерна (например, для зерна трубчатой формы $\chi_1 = 1 + h_1/c$, $\sigma(z) = 1 - 2h_1 z/(c + h_1)$; c – половина длины порохового зерна); α – поправка на собственный объем молекул; m_{p0} – начальная масса пороха; k – показатель адиабаты пороховых газов; q и ρ_p – удельная теплота сгорания и плотность пороха; V_g – объем пороховых газов; V_{g0} , p_{g0} – параметры газа после срабатывания воспламенителя.

2. Расчет внутренней баллистики. Теоретические и экспериментальные исследования проводили на пороховой гидропушке, имеющей следующие параметры: диаметр ствола 32 мм, диаметр сопла 15 мм, длина сопла 70 мм, длина коллиматора 60 мм, масса водяного заряда 230 г, длина разгона водяного заряда 110 мм, охотничий порох марки “ВТ” массой 40 г, объем камеры сгорания 41,7 см³, начальное давление пороховых газов 5 МПа,

прорывное давление пороховых газов 30 МПа, показатель адиабаты продуктов сгорания 1,257, коэффциент пороховых газов 0,00121 м³/кг, масса установки 15,2 кг.

Распределение давления и скорости струи внутри пороховой гидропушки получено по методу Годунова [9], обобщенному на случай нестационарных движений жидкости [1, 6, 7]. Расчеты проводились с момента воспламенения пороха до окончания вытеснения жидкости из сопла гидропушки. Расчетная сетка – равномерная и подвижная, перемещающаяся вместе со свободной и контактной поверхностями. При истечении струи на срезе сопла ставилось такое же граничное условие, как и на свободной поверхности (3). Система обыкновенных дифференциальных уравнений (4) решалась улучшенным методом Эйлера второго порядка аппроксимации.

Распределение давления в стволе гидропушки для моментов времени $t = 1,05; 1,15$ и $1,25$ мс приведено на рис. 2. Видно, что давление достигает максимального значения 556 МПа на момент времени 1,15 мс. С развитием процесса давление падает. Прочностной расчет проводился для критического значения давления.

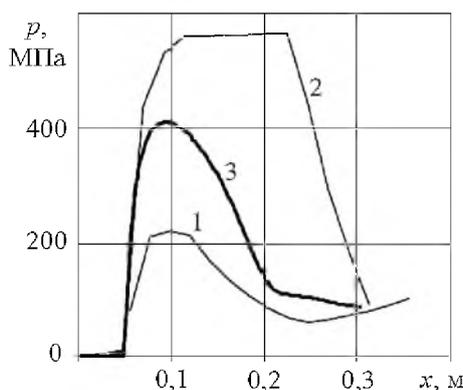


Рис. 2. Распределение давления в стволе гидропушки на моменты времени 1,05 (1) 1,15 (2) и 1,25 мс (3).

3. Прочностной расчет. Напряженно-деформированное состояние гидропушки рассчитывается следующим образом. Гидропушка моделируется как скрепленные цилиндры, прочностной расчет проводится в стационарной постановке по максимальным значениям давления в разных сечениях гидропушки. Рассчитываемый ствол – двухслойный и изготовлен с заданным натягом. Расчет осуществляется по наиболее опасному сечению, положение которого определяется по максимальному давлению в сопле гидропушки при выстреле и по радиусу сопла в этом сечении. По данным параметрам в рамках стационарной модели определяются предельные напряжения в материале.

В действительности, как видно из рис. 1,б, ствол гидропушки не цилиндрический, а конический. Процессы в гидропушке носят кратковременный характер, и давление изменяется за доли миллисекунды. Расчет на прочность проводился для реальной геометрии экспериментальной пороховой гидропушки (рис. 1,б) при максимальном давлении в сопле (рис. 2).

Один из наиболее используемых методов при расчете – метод конечных элементов, который лежит в основе вычислительного аппарата программного комплекса ANSYS. В настоящее время аналитический комплекс ANSYS является одной из немногих программ, обладающих достаточной функциональной полнотой и содержащих все необходимые для работы расчетчика средства. Для решения данной задачи программа ANSYS/Structural позволяет выполнить сложный прочностной анализ конструкций с учетом разнообразных нелинейностей, в частности геометрической и физической.

Задача решается в рамках теории упругости с учетом контактных явлений. Вследствие симметрии для ее решения применяется осесимметричная постановка. При построении конечноэлементной модели используются 19000 узлов, размер элемента составляет 10^{-3} м². Дискретизация проводится с помощью твердотельного 8-узлового элемента PLANE82, что позволяет решать задачу в осесимметричной постановке. Кроме того, использование более чем одной формы данного элемента дает возможность построить преимущественно упорядоченную прямоугольную сетку, и только там, где это невозможно, применить треугольные элементы. Механические свойства стали следующие: модуль упругости $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$; коэффициент трения между стволом и бандажом $\mu = 0,2$. Внутреннее давление, рассчитанное по методу Годунова, задается с помощью сеточной функции в 128 точках, не связанных с узлами сетки, и функции *SET,PAR, определяющей набор данных, которые необходимо перевести из файла результатов в базу данных. Программа ANSYS использует линейную интерполяцию для задания значения нагрузки в узлах сетки.

Согласно четвертой (энергетической) теории прочности, удельная потенциальная энергия изменения формы является причиной достижения предельного напряженного состояния. Эта теория хорошо работает для пластичных материалов и учитывает все три главных напряжения, условие для которых может быть записано в виде

$$\sigma_{eq} = \sqrt{1/2((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2)} \leq [\sigma],$$

где σ_{eq} – эквивалентное напряжение по Мизесу; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные напряжения.

Рис. 3 иллюстрирует полученные в результате расчета эквивалентные напряжения по Мизесу. Для материала экспериментальной установки имеем $[\sigma] = 1520$ МПа. Металл в скрепленной части конструкции претерпевает знакопеременное нагружение. До выстрела конструкция находилась в напряженном состоянии сжатия. В процессе выстрела увеличивается давление, ствол деформируется и деформации сжатия исчезают, а появляются деформации растяжения. Результирующее напряжение находится далеко от предела прочности материала. Возникшие в правой части бандаж высокие напряжения объясняются краевыми эффектами. Расчет показал, что конструкцию можно облегчить.

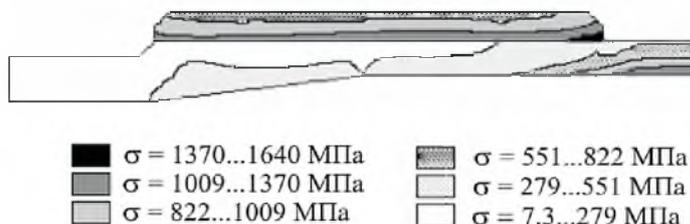


Рис. 3. Эквивалентные напряжения по Мизесу.

При использовании сплавов титана, которые имеют небольшую плотность, но высокую удельную прочность, теплостойкость и хорошую сопротивляемость коррозии, массу гидропушки можно уменьшить до 42%. Снизить массу можно также при использовании современных композитных материалов.

В качестве теста гидропушка моделировалась как система скрепленных цилиндров. Задача определения напряженно-деформированного состояния скрепленных цилиндров, находящихся под действием внутреннего давления, решалась с помощью программы ANSYS и теоретически методами сопротивления материалов. Полученные результаты хорошо согласуются между собой.

4. Оптимизация сопла гидропушки. Поскольку ускорение воды в гидропушке происходит по мере ее втекания в сопло, форма последнего существенно влияет на такие важные параметры, как максимальное давление внутри установки и максимальная скорость струи. Поэтому определение профиля сопла, позволяющего получить импульсную струю воды с заданной скоростью при минимальном давлении внутри установки, является важной задачей проектирования гидропушки, которую можно решить как вариационную задачу или как задачу параметрической оптимизации. В первом случае составляется функционал, задаются соответствующие ограничения и находится профиль сопла, обеспечивающий экстремум функционалу. Во втором случае задаются определяющие критерии (например, максимальная скорость струи, длина высокоскоростного водяного потока, максимальное давление внутри установки, общая форма сопла) и путем подбора вариантов для заданной общей формы сопла (например, сопло должно состоять из двух конических участков) находят его узловые точки. В настоящей работе для определения оптимального сопла пороховой гидропушки используется первый подход.

Рассмотрим следующую задачу. Необходимо подобрать профиль сопла, который состоит из двух конических частей и обеспечивает максимальную скорость струи не менее 1500 м/с. При этом длина сопла вместе с коллиматором, его радиус и радиус ствола остаются постоянными, а давление в сопле должно быть как можно меньше и не превышать 1000 МПа. Для сравнения возьмем сопло из одного конуса. Изготовление конических сопел по сравнению с другими, например экспоненциальными, значительно проще и дешевле, так как осуществляется с помощью стандартных разверток.

Рассмотрим оптимизацию гидропушки по импульсу струи. В качестве критерия оптимизации выберем импульс эффективной части струи [10], который определяется интегрированием по времени от начала истечения

t_{out} до момента t_e уменьшения скорости струи до 0,85 от максимальной за время выстрела:

$$I = F_s \int_{t_{out}}^{t_e} \rho_0 u_s^2 dt, \quad (5)$$

где F_s – площадь выходного сечения сопла; u_s – скорость истечения.

Оптимизируется сопло, состоящее из двух конусов. При этом варьируются длина L_{s1} и радиус R_{s1} первого конуса. Общая длина сопла L_s , входной R_c и выходной R_s радиусы остаются постоянными. Кроме того, из соображений допустимости квазиодномерного приближения накладывалось ограничение на углы наклона образующих конических поверхностей: $0,05 \leq \varphi \leq \pi/4$. Для решения задачи использовался алгоритм поиска локального безусловного минимума нелинейной функции симплекс-методом. Этот алгоритм входит в оптимизационный пакет Matlab и реализован в Matlab Math Library. Программа расчета выстрела гидропушки позволяет рассчитать критериальную функцию и ее значение `fminsearch`, которое реализует безусловный поиск экстремума.

Математически задача сводится к нахождению координат $x = L_{s1}$ и $r = R_{s1}$, доставляющих максимум функционалу (5), при следующих ограничениях:

$$\begin{aligned} 0 \leq x \leq L_s; & & R_s \leq r \leq R_c; \\ \frac{R_c - r}{x} \leq 1; & & \frac{R_c - r}{x} \geq 0,05; \\ \frac{r - R_s}{L_s - x} \geq 0,05; & & \frac{r - R_s}{L_s - x} \leq 1. \end{aligned} \quad (6)$$

За начальное приближение выбирался профиль сопла из одного конуса. На нем задавалась точка сопряжения конусов с координатой x , и по программе оптимизации находилась координата r , при которой импульс (5) был максимальным с учетом ограничений (6).

На рис. 4,а приведены максимальные значения функционала $I(x, r)$. Видно, что сопло из двух конусов позволяет получить более высокий импульс струи, чем сопло из одного конуса. Оптимальный профиль сопла получается выпуклым вверх, т.е. первый конус имеет меньший угол, а второй – больший по сравнению с простым соплом из одного конуса. Координата начала второго конуса равна $x = 0,063$ м, $r = 0,0135$ м. Максимальная скорость струи для оптимального сопла возрастает незначительно (2...3%), а импульс более существенно (до 20%). Заметное увеличение импульса струи для сопла из двух конусов объясняется тем, что струя имеет высокую скорость на большей части сопла. Однако, как показывают расчеты, такая форма сопла приводит к повышению давления жидкости, что может отрицательно влиять на прочностные параметры установки.

На рис. 4,б представлено распределение давления в оптимизированном сопле, рассчитанное по описанной в п. 2 методике, в пространстве и во времени. Видно, что наиболее опасным является давление на момент времени $t = 1,18$ мкс (рис. 4,в), с учетом которого проводился приведенный ниже расчет на прочность.

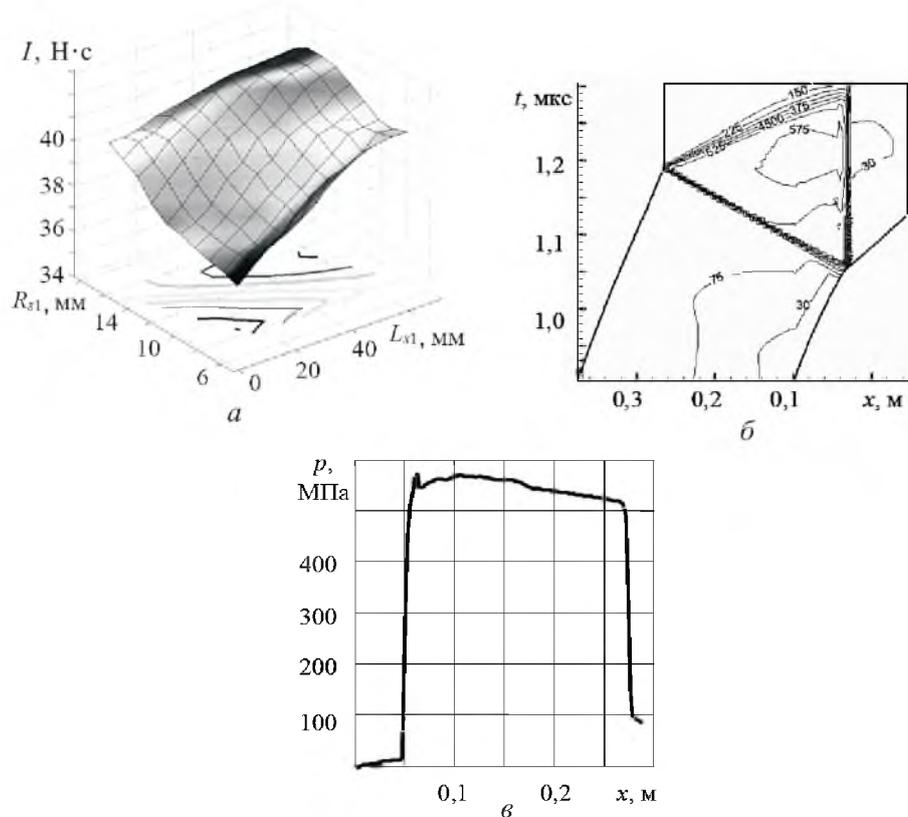


Рис. 4. Значения функционала $I(x, r)$ (а) и распределение давления в оптимизированном стволе в пространстве и во времени (б), а также на самый критический момент $t = 1,18$ мс (в).

Напряженно-деформированное состояние ствола гидропушки определялось с помощью пакета ANSYS (см. п. 3). Эквивалентные напряжения по Мизесу, приведенные на рис. 5,а, на выходе из сопла и в неупрочненной части ствола почти в пять раз меньше критического значения.

Из рис. 5,а видно, что гидропушка спроектирована с большим запасом прочности для экспериментальных исследований с широким диапазоном изменения масс зарядов и их энергетических характеристик. Для серийной гидропушки такой большой запас прочности не оправдан, что приводит к ее утяжелению. На рис. 5,б приведено распределение эквивалентных напряжений по Мизесу для наиболее опасного давления, полученное при уменьшении диаметров ствола и банджа на 20% и геометрии оптимизированного сопла.

Внешний радиус такой конструкции равен 31,5 см, радиус скрепления – 23,5 см. Натяг определялся с учетом этих радиусов по формулам сопротивления материалов и составил 0,176 мм. Из рис. 5,б видно, что конструкция безопасна, при этом ее вес снижается приблизительно на 20%.

Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу для наиболее опасного давления при отсутствии банджа показано на рис. 5,в. Очевидно, что наличие банджа в конструкции гидропушки оправдано, при его отсутствии возникают напряжения, превышающие критические, что приводит к разрушению установки.

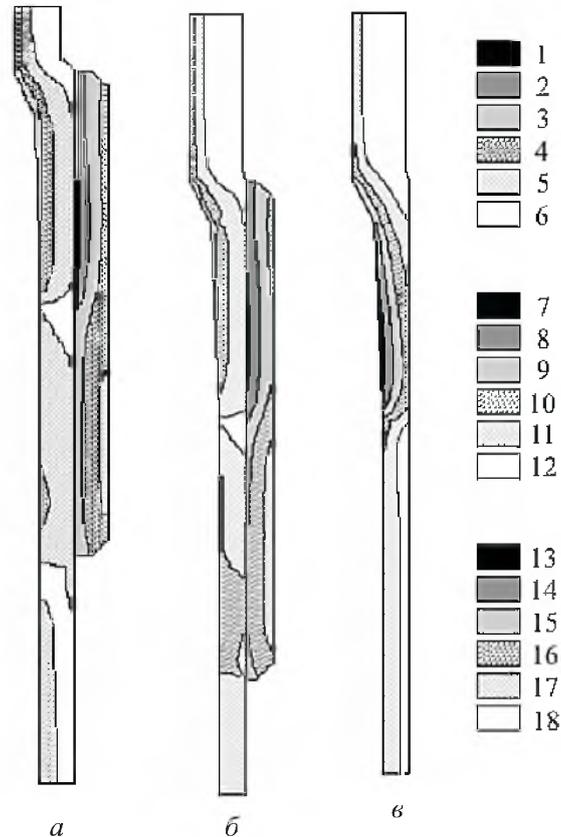


Рис. 5. Эквивалентные напряжения по Мизесу: а) 1 – $\sigma = 987...1170$ МПа; 2 – $\sigma = 802...987$ МПа; 3 – $\sigma = 617...802$ МПа; 4 – $\sigma = 433...617$ МПа; 5 – $\sigma = 248...433$ МПа; 6 – $\sigma = 62,7...248$ МПа; б) 7 – $\sigma = 1150...1360$ МПа; 8 – $\sigma = 935...1150$ МПа; 9 – $\sigma = 721...935$ МПа; 10 – $\sigma = 507...721$ МПа; 11 – $\sigma = 293...507$ МПа; 12 – $\sigma = 78,7...293$ МПа; в) 13 – $\sigma = 1510...1790$ МПа; 14 – $\sigma = 1220...1510$ МПа; 15 – $\sigma = 934...1220$ МПа; 16 – $\sigma = 648...934$ МПа; 17 – $\sigma = 363...648$ МПа; 18 – $\sigma = 77,3...363$ МПа.

Заключение. Проведен прочностной расчет экспериментальной гидропушки и рассмотрена оптимизация ее сопла. Показано, что вес экспериментального реального устройства можно уменьшить. Оптимальный профиль сопла имеет выпуклую наружную поверхность. Максимальная скорость струи для него возрастает на 2...3%, импульс – до 20%. Для гидропушки с оптимальным соплом можно существенно снизить вес. Данные расчеты позволяют сконструировать более надежную, легкую, мобильную и мощную гидропушку по сравнению с действующей моделью.

Работа выполнена при поддержке фонда CRDF Project #: UE2-2441-DO-02.

Резюме

Наведено оптимізацію сопла ствола порохової гідропушки. Визначено профіль ствола, що дозволяє отримати імпульсний водяний струмінь із заданою швидкістю при мінімальному тиску всередині установки. Досліджено напру-

жено-деформований стан для реального експериментального пристрою і для випадку оптимальної геометрії. Розрахунок проводили за максимальним розподілом тиску води на ствол, отриманому за допомогою числового методу Годунова. Це дозволяє сконструювати більш легкий, мобільний і потужний пристрій.

1. *Атанов Г. А.* Гидроимпульсные установки для разрушения горных пород. – Киев: Вища шк., 1987. – 155 с.
2. *Atanov G. A.* Interior ballistics of impulsive water jet // Proc. 6th Int. Symp. on Jet Cutting Technology. – Cranfield; Bedford, England, 1982. – Paper C5. – P. 141 – 159.
3. *Семко А. Н.* Расчет течения жидкости в гидропушке численным методом с искусственной вязкостью // Прикл. гидромеханика. – 2000. – 2 (74). – С. 88 – 91.
4. *Glenn L. A.* The mechanics of the impulsive water cannon // Comp. Fluids. – 1975. – 3. – P. 197 – 215.
5. *Atanov G. A., Semko A. N., Petrenko O. P., et al.* Peculiarities of the powder hydrocannon operation // Proc. 2003 ASME Int. Mech. Eng. Cong. & Exp. – Washington (Nov. 16–21, 2003). IMECE2003-42788.
6. *Атанов Г. А., Губский В. И., Семко А. Н.* Внутренняя баллистика пороховой гидропушки // Изв. РАН. МЖГ. – 1997. – № 6. – С. 175 – 179.
7. *Atanov G. A. and Semko A. N.* The powder hydro-cannon // Proc. Int. Summer Sci. School “High Speed Hydrodynamics” (HSH 2002). – Cheboksary (Russian); Washington (USA). – 2002. – P. 419 – 424.
8. *Орлов Б. В.* Проектирование ракетных и ствольных систем. – М.: Машиностроение, 1974. – 828 с.
9. *Годунов С. К., Забродин А. В., Иванов М. Я.* Численное решение многомерных задач газовой динамики. – М.: Наука, 1998. – 400 с.
10. *Cooley W. C. and Lucke W. N.* Development and testing of a water cannon for tunneling // Proc. 2nd Int. Symp. on Jet Cutting Technology. – Cambridge, England, 1974. – Paper J3. – P. 141 – 160.

Поступила 26. 11. 2004