

Об упрочнения корпуса гидропушки

О.А. РУСАНОВА

Донецкий национальный университет

В работе анализируются различные способы упрочнения корпуса гидропушки: метод прессовых посадок, автофреттирование, навивка высокопрочной стальной проволоки. Для максимального значения давления в стволе приведены аналитические зависимости для расчета напряжений для всех методов упрочнения. Приведен расчет напряженно-деформируемого состояния лабораторных установок по максимальному распределению давления воды на ствол, которое получено при помощи численного метода Годунова. Данные расчеты позволяют сконструировать более легкое, мобильное и вместе с тем более мощное устройство.

У роботі аналізуються різноманітні засоби зміцнення корпусу гідрогармати: метод пресової посадки, автофреттирування, навівка високоміцного сталевго дроту. Для максимального значення тиску у стволі наведені аналітичні залежності для розрахунків напруги для всіх методів зміцнення. Наведено розрахунок напружено-деформованого стану лабораторних пристроїв по максимальному розподіленню тиску, яке було отримано за допомогою чисельного метода Годунова. Дані розрахунків дозволяють сконструювати більш мобільний, але більш міцний пристрій.

In the present work the analysis of different ways of hydrocannon barrel strengthening is given. The strengthening is realized with coiling, autofrettage and press fit. The analytical dependences for strength calculation under maximum pressure value are obtained for all strengthening methods. The stressed-deformed state of the pilot hydrocannon under maximum pressure distribution, which is calculated by Godunov numerical method, is cited. The calculation data will lead to weight reduction and allow to made hydrocannon more powerful.

Введение. Импульсные водяные струи используются во многих отраслях промышленности и имеют ряд преимуществ перед другими технологиями. Основными достоинствами гидроимпульсных технологий являются доступность, возможность применения в труднодоступных местах, взрыво-, пожаро- и экологическая безопасность. Высокая мощность этой технологии обусловлена тем, что импульсная струя может передавать кратковременное давление большой интенсивности.

Наиболее перспективными направлениями использования высокоскоростных импульсных струй жидкости [1-3] является фрагментация различных типов материалов, в частности разрушение негабаритов в случае невозможности использования взрывотехники и гидродинамический способ разрушения горных пород и крепких материалов, гидрорезка и обработка поверхности.

В работе [4] о перспективах использования водоструйные машины для резки материалов из горных пород в Китае. В тоже время, автор этой статьи отмечает, что из-за использования ультравысокого давления эти машины не являются надежными в настоящее время. Средний срок эксплуатации цилиндра высокого давления всего 500 часов, что очевидно очень мало для коммерческого использования.

Президент WJT Association, ведущий специалист по водоструйным технологиям М.М. Vijaу (Канада) приводится подробный обзор существующих современных водоструйных технологий [5], на основании которого, автор делает вывод, что импульсные водяные технологии имеют большие перспективы. Эти системы могут быть компактных размеров, безопасны в использовании и требуют меньше энергии, чем соответствующие системы непрерывных струй. Однако, крайне необходима дальнейшая работа, направленная на повышение надежности устройств, оптимизацию сопла и получение новых знаний, которые приведут к пониманию механизма поведения материала под действием импульсной струей жидкости.

В данной работе анализируются различные методы упрочнения корпуса гидропушки с целью выбора наиболее рационального способа для разных приложений. Расчет напряженно-деформируемого состояния корпуса гидропушки, позволит улучшить конструкцию гидропушки, снизить затраты на ее изготовление, повысить ее надежность.

1. Устройство, принцип работы и модель гидропушки. Существует несколько методов получения импульсных струй жидкости, которые используют различные способы подвода энергии [1, 5]. Приложение, для которого будут использованы импульсные струи, определяет выбор источника энергии. Так для получения однократного импульса высокой энергии применяются поршневые гидроимпульсные устройства, которые работают на экструзионном (выдавливании) или инерционном (ускорение в сопле) принципе. Обычно такие устройства используются для массивной фрагментации хрупких материалов [6]. Для очистки, резки или контролируемой фрагментации используются пульсирующие струи, которые производятся пассивной (естественной) [7] или динамической (силовой) [8] модуляцией высокоскоростных непрерывных водяных струй. Подробный обзор и анализ различных гидроимпульсных устройств приведен в работе [1].

Одним из наиболее эффективных устройств для получения импульсных струй жидкости является гидропушка, которая реализует инерционных способ [1], т.е. использует разгон жидкости при втекании в сужающееся сопло. Последние исследования показали преимущество пороховой гидропушки по сравнению с гидропушками с другим источником энергии, так как она более компактна, мобильна, имеет большую удельную мощность, не имеет подвижных частей, что повышает ее надежность. Использование пороха является небезопасным с экологической точки зрения, что является недостатком данной модели.

Пороховая гидропушка (рис. 1) состоит из камеры сгорания 1, цилиндрического ствола 4, в котором

между пыжами 2 находится водяной заряд 3, сужающегося сопла 5, которое заканчивается цилиндрическим коллиматором. Процессы в такой гидропушке начинаются с момента воспламенения пороха с помощью капсюля 6. Пороховые газы приводят в движение водяной заряд и разгоняют его в стволе. При втекании в сужающееся сопло вода продолжает ускоряться, увеличивая скорость многократно, и истекает наружу с большой скоростью. Обычно сопло заканчивается коллиматором - цилиндрическим участком, который служит для стабилизации струи и выравнивания скорости по ее длине.

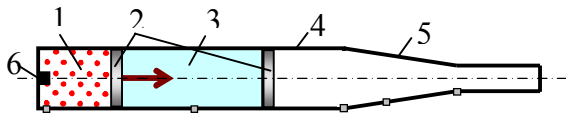


Рис. 1. Пороховая гидропушка

2. Упрочнение корпуса гидропушки. В настоящее время широкое распространение для упрочнения корпусов гидроимпульсных устройств получили метод автофреттирования, изготовление корпуса методом пресовой посадки и упрочнение цилиндра путем навивки высокопрочной стальной проволоки. Первые два способа хорошо изучены, расчет напряженно-деформируемого состояния можно проводить по формулам курса сопротивления материалов, в то время как автору не известны работы в которых описывается расчет напряжений возникающих в корпусе гидроустройств при навивке высокопрочной стальной проволокой. В данной работе приводятся различные аналитические формулы для расчета напряжений для каждого метода в упрощенной постановке и анализируются различные способы упрочнения, а также расчет в более точной постановке с помощью коммерческого пакета ANSYS.

2.1. Навивка высокопрочной стальной проволоки. Будем моделировать пороховую гидропушку как стальной цилиндр, который упрочнен высокопрочной стальной проволокой диаметром 1 мм на участке с повышенным давлением, т.е. анализ напряженно-деформируемого состояния будем проводить по «самому» опасному сечению, положение которого определяется по максимальному давлению в сопле гидропушки при выстреле и по радиусу сопла в этом сечении. За расчетное на основании работы [9] примем величину максимального давления 550 МПа; внутренний радиус цилиндра $r = 16$ мм.

При осуществлении навивки высокопрочной проволокой передаваемое на цилиндр давление q оказывается меньше навиваемого давления q_n за счет того, что некоторая часть нагрузки воспринимается ранее навитыми слоями проволоки.

Из условия равенства радиального перемещения на наружной поверхности цилиндра u_y , определенного из задачи Ляме, и радиального перемещения нижнего слоя проволоки u_{np} , вычисленного из закона Гука, давление предварительного обжатия цилиндра $q_{об}$ высокопрочной проволокой может быть рассчитано по формуле [10, 11]

$$q_{ia} = \frac{Q}{Rd} \sum_{n=1}^{n_{ia}} \left(1 + \lambda \left(k_{\delta} (n-0,5) + \frac{d(n-1)}{R} \left(1 + \frac{k_{\delta} \lambda}{2} (n-1) \right) \right) \right)^{-1} \quad (1)$$

где Q – сила, с которой растягивается навиваемая проволока, r и R – внутренний и внешний радиусы цилиндра соответственно, d и F – диаметр и площадь поперечного сечения проволоки; n – количество навитых слоев проволоки. В выражении (1) для удобства записи были введены следующие обозначения

$$k_{\delta} = \frac{1 + r^2/R^2}{1 - r^2/R^2} - \mu, \quad \lambda = \frac{F}{dR}.$$

После загрузки цилиндра внутренним давлением в проволоке возникает дополнительное напряжение, вследствие чего давление обжатия рабочего цилиндра навивкой проволоки увеличивается. Радиальные перемещения у поверхности контакта рабочего цилиндра с упрочняющим слоем навитой проволоки от внутреннего давления p и дополнительного давления упрочняющего слоя $q_{a\ddot{u}}$ можно найти из задачи Ляме. Таким образом, можно найти дополнительное давление в виде [10, 11]

$$q_{a\ddot{u}} = \frac{(2 - \mu)p}{k_{\delta} + 2\mu + k_{i\delta}} \frac{r^2/R^2}{1 - r^2/R^2},$$

$$\text{где } k_{i\delta} = \frac{1 + R^2/R_{i\delta}^2}{1 - R^2/R_{i\delta}^2} - \mu.$$

В зависимости от количества витков проволоки и ее натяжения может оказаться, что напряжение в рабочем цилиндре больше или меньше напряжения в упрочняющих слоях. Для обеспечения равнопрочности конструкции, найдем рациональное количество витков из равенства расчетных напряжений в цилиндре

$$\sigma_{\delta} = \frac{p}{1 - r^2/R^2} \sqrt{3 - 2\zeta(3 - 2\zeta)}, \quad \zeta = \frac{q_{ia} + q_{a\ddot{u}}}{p}, \quad (4)$$

и в контактном слое

$$\sigma_{i\delta} = \frac{q_{ia} + q_{a\ddot{u}}}{1 - R^2/R_{i\delta}^2} \sqrt{3 + \frac{R^4}{R_{i\delta}^4}}. \quad (5)$$

Напряжения в месте сопряжения получены из четвертой (энергетической) теории прочности.

В таблице 1 приведены значения рационального количества витков в зависимости от внешнего радиуса цилиндра и напряжения растянутой при навивке проволоки σ , которые получены из условия равенства расчетных напряжений в цилиндре σ_y и слоях навитой проволоки σ_{np} . Как и следовало ожидать, чем больше напряжения навивки, тем меньше количество витков необходимо для обеспечения равной прочности.

Из таблицы 1 видно, что если напряжения навивки $\sigma = 700 - 800$ МПа, то для упрочнения достаточно 2 – 6 витков, однако напряжения в проволоке при этом близки к критическому значению. Поэтому рекомендуется навивать 8 – 16 витков при напряжении навивки $\sigma = 500 - 600$ МПа в зависимости от внешнего радиуса цилиндра.

Таблица 1. Значения рационального количества навиваемых витков

σ , МПа	500		600		700		800	
R , мм	n , кол. вит.	$\sigma_{и}$, МПа	n , кол. вит.	$\sigma_{и}$, МПа	n , кол. вит.	$\sigma_{и}$, МПа	n , кол. вит.	$\sigma_{и}$, МПа
28	16	824	10	909	6	1024	3	1176
27	16	836	10	921	6	1041	3	1205
26	15	869	9	969	6	1061	2	1332
25	15	892	8	1029	5	1148	2	1385

Рассматривая силовые факторы в местах сопряжения навивной части цилиндра с ненавивной частью, из канонических уравнений метода сил можно показать, что в данной задаче при расчете дополнительным напряжением от краевого эффекта можно пренебречь.

2.2 Автофретирование и прессовые посадки.

Будем моделировать гидропушку как скрепленные цилиндры, прочностной расчет проводится в стационарной постановке по максимальным значениям давления в разных сечениях гидропушки. Рассчитываемый ствол двухслойный, изготовленный с заданным натягом Δ . Расчет будем проводить по «самому» опасному сечению, положение которого определяется по максимальному давлению в сопле гидропушки при выстреле и по радиусу сопла в этом сечении. По этим параметрам в рамках стационарной модели определяются предельные напряжения в материале.

После запрессовки одного цилиндра в другой их общий радиус сопряжения будет r_{con} . Из условия сопряжения в [12] получено контактное давление на посадочной поверхности

$$p_0 = \frac{\Delta E}{2r_{con}^2} \frac{(R^2 - r_{нн}^2)(r_{нн}^2 - r)}{R^2 - r^2}. \quad (6)$$

В работе [13] на основании 3 теории прочности приведена расчетная формула для упрочнения толстостенного цилиндра путем автофреттажа в виде

$$p - q = \sigma_m \left(\ln \frac{r_0}{r} - \frac{1}{2} \ln \frac{r_0^2}{R^2} + \frac{1}{2} \right),$$

где p и q – давление на внутренней и внешней поверхности цилиндра соответственно, σ_m – предел теку-

чести материала, r_0 – радиус упругой зоны. Расчетное давление p_0 в контакте пластического и упругого слоев можно найти по формуле

$$p_0 = p - \sigma_m \ln \frac{r_0}{r}. \quad (7)$$

2.3 Сравнение методов упрочнения. Как видно из приведенных расчетных формул одного и того же эффекта можно достигнуть любым методом. Зная, контактное давление (6) можно подобрать радиус упругой зоны для такого же эффекта упрочнения, и наоборот. Что в свою очередь будет эквивалентно упрочнению навивкой определенного количества витков высокопрочной проволоки, рассчитанному на основании формул (4) и (5).

Для упрочнения цилиндров методом автофретирования необходимо специальное оборудование – многоступенчатые компрессоры, а при изготовлении прессовой посадки необходимо точное изготовление, что в ряде случаев может быть затруднительным. При навивке высокопрочной проволоки важно осуществить равномерное натяжение проволоки. При выборе рационального способа упрочнения ствола, следует учесть, что в данном устройстве большие давления возникают только в определенной части ствола, т.е. нет необходимости в укреплении всего ствола.

3. Расчет лабораторных установок. Рассмотрим лабораторную пороховую гидропушку со следующими данными: 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, масса установки – 15,2 кг, описанную в работе [9]. Чертеж гидропушки приведен на рис. 2а.

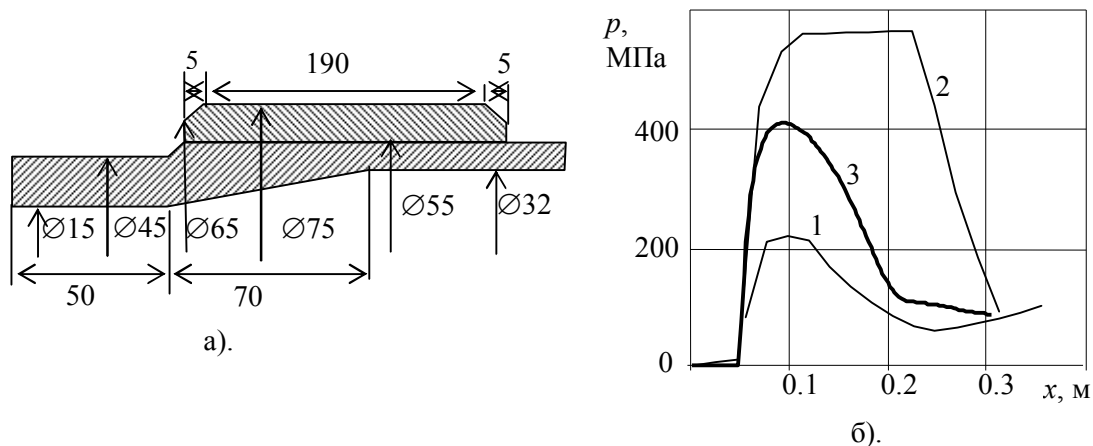


Рис. 2. Чертеж гидропушки и распределение давления

Распределение давления и скорости струи внутри пороховой гидропушки были получены при использовании метода Годунова [14], обобщенного на случай нестационарных движений жидкости в работах [9, 15]. Течение рассчитывалось с момента воспламенения пороха до окончания вытеснения жидкости из сопла гидропушки. Расчетная сетка равномерная и подвижная, перемещающаяся вместе со свободной и контактной поверхностями.

Распределение давления в стволе гидропушки, для моментов времени $t = 1,05, 1,15$ и $1,25$ мс (кривые 1, 2, 3 соответственно), приведено на рис. 2 б. 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.

Расчет напряженно-деформируемого состояния гидропушки обычно проводится следующим образом. Гидропушка моделируется как скрепленные цилиндры, прочностной расчет проводится в стационарной постановке по максимальным значениям давления в разных сечениях гидропушки. Рассчитываемый ствол двухслойный, изготовленный с заданным натягом. Расчет проводится по «самому» опасному сечению, положение которого определяется по максимальному давлению в сопле гидропушки при выстреле и по радиусу сопла в этом сечении. По этим параметрам в рамках стационарной модели определяются предельные напряжения в материале.

В действительности, как видно из рис.2, ствол гидропушки не цилиндрический, а конический. Процессы в гидропушке носят кратковременный характер, и давление быстро изменяется за доли миллисекунды. На рис. 2 приведено распределение давления на различные моменты времени. В данной работе расчет на прочность проведен для реальной геометрии экспериментальной пороховой гидропушки, размеры которой указаны на рис.3 в мм, при максимальном давлении в сопле (рис. 2).

Одним из распространенных методов при расчете на прочность является метод конечных элементов, который лежит в основе вычислительного аппарата программного продукта ANSYS. Аналитический комплекс ANSYS в настоящее время является одной из многих программ, обладающей достаточной функциональной полнотой и содержащей в своей среде все необходимые для работы расчетчика средства. Для решения данной задачи программа ANSYS/Structural, которая позволяет выполнить сложный прочностной анализ конструкций с учетом разнообразных нелинейностей, в частности геометрической и физической нелинейности.

Задача решается в рамках теории упругости с учетом контактных явлений. Вследствие симметрии для решения задачи применяем осесимметричную постановку. При построении конечно-элементной модели используем 19000 узлов, размер элемента составляет 10^{-3} м^2 . Дискретизация производится с помощью твердотельного 8-узлового элемента PLANE82, который позволяет решать задачу в осесимметричной постановке. Кроме этого, этот элемент допускает более чем одну форму, что позволяет построить преимущественно упорядоченную прямоугольную сетку, и только там, где это не возможно, использовать треугольные элементы. Механические свойства стали: 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 функцией в 128 точках не связанных с узлами сетки с использованием функции *SET,PAR, которая определяет набор данных, который нужно считать из файла результатов в базу данных. ANSYS использует линейную интерполяцию для задания значения нагрузки в узлах сетки.

Согласно четвертой (энергетической) теории прочности: причиной наступления предельного напряженного состояния являются величина удельной потенциальной энергии изменения формы. Эта теория хорошо работает для пластичных материалов и учитывает все три главные 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 фон Мизесу, σ_1, σ_2 и σ_3 главные напряжения.

На рис. 3 изображены эквивалентные напряжения по фон Мизесу, полученные в результате расчета. Для материала, из которого изготовлена экспериментальная установка, $[\sigma] = 1520$ МПа. Металл в скрепленной части конструкции претерпевает знакопеременное нагружение. До выстрела конструкция находилась в напряженном состоянии сжатия. В процессе выстрела увеличивается давление, возникает деформация ствола, при которой деформации сжатия исчезают, а появляются деформации растяжения. Результирующее напряжение находится далеко от предела прочности материала. Большие напряжения, которые возникли в правой части бандаж, объясняется краевыми эффектами. Из расчета видно, что конструкцию можно облегчить.

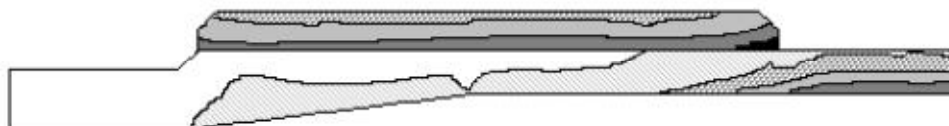
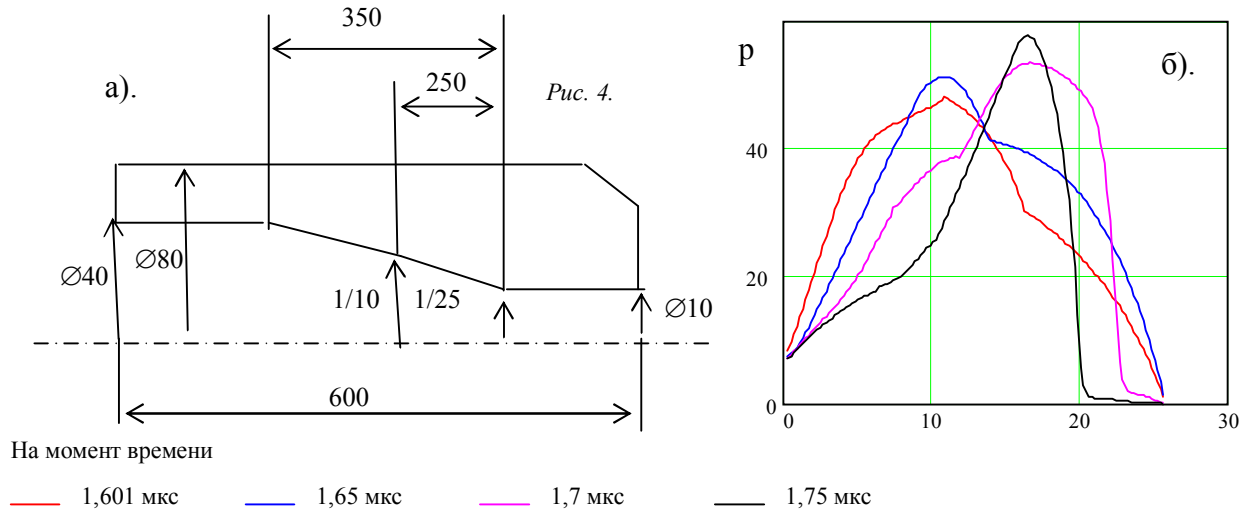


Рис. 3. Эквивалентные напряжения по фон Мизесу.

	1370 – 1640 МПа		551 – 822 МПа
	1009 – 1370 МПа		279 – 551 МПа
	822 – 1009 МПа		7.3 – 279 МПа

В качестве тестирования, гидропушка моделировалась как система скрепленных цилиндров. Решалась задача определения напряженно-деформируемого состояния скрепленных цилиндров, находящихся под

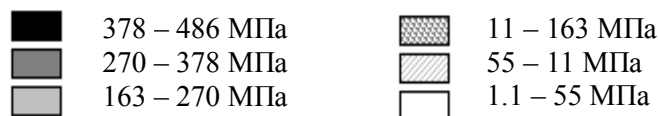
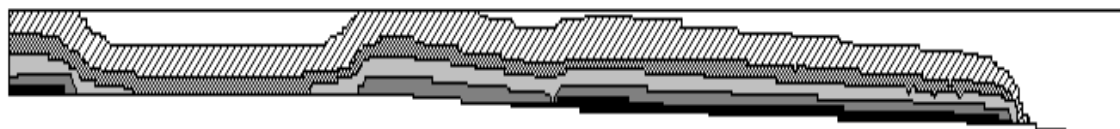
действием внутреннего давления, с помощью программы ANSYS и теоретически методами сопротивления материалов. Результаты, полученные различными методами, хорошо согласуются между собой.



Как указывалось выше, одним из наиболее перспективных приложений гидропушки является разрушение твердых пород и негабаритов. Описанная выше лабораторная установка не позволяет получить струи, мощность которых будет достаточной для успешного применения в данной области. Анализ и обобщение экспериментальных данных, полученных в лабораторных и шахтных исследованиях по разрушению углей и пород различных марок и крепости, привел к созданию устрой-

ства, схематически изображенного на рис. 4-а, а распределение давления, полученные с помощью метода Годунова, на различные моменты времени приведены на рис. 4-б. Начало координат помещено у входа в сопло.

На рис. 5 представлены эквивалентные напряжения по фон Мизесу на момент времени 1,75 мкс, полученные при помощи ANSYS. Из рисунка видно, что как и в предыдущем случае гидропушка сделана с большим запасом прочности.



Заключение. В данной работе приведен расчет напряженно-деформируемого состояния корпуса пороховой гидропушки, укрепленного навивкой высокопрочной стальной проволоки, методом автофреттирования и пресовой посадки. При расчете учитывается давления предварительного обжатия цилиндра высокопрочной проволокой и дополнительного давления вследствие приложенного внутреннего давления. Получены значения оптимального количества витков для различных значений напряжения навиваемой проволоки. Приведены также расчетные формулы пресовых посадок и для метода автофреттирования. Рассчитаны лабораторные конструкции пороховых гидропушек, показано, что они выполнены с большим запасом прочности, и их вес можно уменьшить.

ЛИТЕРАТУРА

1. Атанов Г. А. Гидроимпульсные установки для разрушения горных пород. – К: Вища школа, 1987. – 155 с.
2. Atanov G.A. The impulsive water jet device: a new machine for breaking rock // International Journal of Water Jet Technology. - 1991. - V.1, №2. - P. 85 - 91.
3. Hood M. The use of waterjets for rock excavation // Proc. 5th Pacific Rim International Conference on Water Jet Technology. (WJTSJ, Tokyo, Japan&ISWJT, Ottawa, Canada). – 1998. - pp. 1-8.
4. Lei Y.Y., Wan X., Yang L., Tang C. L. Ultra-high speed pulsed water jet – a potential tool for stone ma-

terial machining // Key Engineering Materials. 5.
Trans