

ТРЕХМЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА ПУШЕЧНОЙ УСТАНОВКИ В РЕЖИМЕ НАКАТА И ОТКАТА

В.Р. Ефремов¹, д.ф.-м.н. А.С. Козелков²,
д.т.н. Ю.Г. Нечепуренко¹, к.ф.-м.н. В.В. Курулин², Н.В. Тарасова²,
Д.А. Уткин²

¹г. Тула, АО «Конструкторское бюро приборостроения
им. академика А.Г. Шипунова»

²г. Саров, ФГУП «Российский Федеральный Ядерный Центр
Всероссийский научно-исследовательский институт
экспериментальной физики»

В статье представлено описание результатов трехмерного моделирования физических процессов, протекающих в концентричных наствольных гидротормозных устройствах с профильной поверхностью гидроцилиндра и наличием в нем свободного объема рабочей полости. Технология моделирования основана на численном решении системы уравнений Навье-Стокса. Она позволяет моделировать полный цикл работы гидротормозного устройства: откат подвижных частей при выстреле и обратный накат при приведении пушечной установки в положение следующего выстрела. Приведены результаты моделирования работы гидротормозного устройства в режиме наката и отката. Результаты расчетов сравниваются с экспериментальными данными, полученными на стендах АО «КБП». Приведено сравнение расчетных и экспериментальных данных по зависимости скорости движения поршня от его положения. Работа выполнена при поддержке АО «КБП», а также при финансовой поддержке гранта Президента Российской Федерации по государственной поддержке научных исследований молодых российских ученых – докторов наук МД-4874.2018.9 и гранта РФФИ – проект № 16-01-00267.

Ключевые слова: гидротормозное устройство, уравнения Навье-Стокса, многофазное течение, Volume of Fluid, подвижное твердое тело, турбулентное течение.

Введение

Гидротормоз является главным конструктивным элементом противооткатного устройства – важнейшей составной части пушечных установок артиллерийских орудий [1]. Противооткатное устройство, предотвращающее разрушение пушечной установки путем погашения импульса от выстрела, может состоять из одного или нескольких гидротормозов, назначением которых является торможение наката и отката ствола с заданными законами сопротивления движению обеспечивающими работу автоматики других механизмов. Определение тактико-технических характеристик процесса работы гидротормоза связано с определением параметров демпфирования силы действия поровых газов, на которое влияют процессы перетекания рабочей жидкости при откате через систему полостей. В настоящее время существуют возможности численного моделирования процессов работы гидротормоза, что позволяет существенно упростить и ускорить совершенствование его конструкции, минуя стадию натурных экспериментов. Наиболее перспективным является трехмерное суперкомпьютерное моделирование с учетом всех особенностей геометрии задачи.

В статье представлено описание разработанной технологии трехмерного моделирования физических процессов, протекающих в концентричных наствольных гидротормозных устройствах с профильной поверхностью гидроцилиндра и наличием в нем свободного объема рабочей полости. Рассматриваемая конструкция гидротормоза совмещает откатник с накатником, что уменьшает массо-габаритные характеристики устройства. Технология основана на численном решении системы уравнений Навье-Стокса, которая дополняется уравнением переноса для отслеживания движения границы «рабочая жидкость-свободный объем» методом VOF (Volume of Fluid) [2, 3]. В качестве метода решения системы используется итеративный алгоритм PISO [2, 9] совместно с решателем СЛАУ, основанном на алгебраическом многосеточном методе [4]. Для увеличения точности решения вблизи границы фаз используются схемы, сжимающие фронт раздела фаз – HRIC [2, 8]. Моделирование подвижных частей производится путем применения метода подвижных деформирующихся сеток [5], учет движения которых в исходных уравнениях осуществлен с использованием приближения Лагранжа-Эйлера [10]. Разработанная технология позволяет моделировать полный цикл работы гидротормозного устройства: откат подвижных частей при выстреле и обратный накат при приведении пушечной установки в положение следующего выстрела.

В качестве результатов применения разработанной технологии рассматривается задача моделирования работы гидротормозного устройства с профильной поверхностью гидроцилиндра и наличием в нем свободного объема рабочей полости. Результаты расчетов сравниваются с экспериментальными данными, полученными на стендах АО «КБП». Приведено сравнение расчетных и экспериментальных данных по зависимости скорости движения поршня от его положения. Представлен анализ работы гидротормоза в зависимости от массы рабочей жидкости и от угла возвышения орудия.

Описание задачи

Гидротормоз предназначен для поглощения энергии подвижных частей при откате, плавного торможения при накате и исключения удара в крайних положениях. Гидротормоз расположен концентрично относительно ствола и конструктивно состоит из кожуха с профилированной внутренней поверхностью, кольцевого поршня, закрепленного непосредственно на наружной поверхности ствола и имеющего отверстия под направляющие стержни с многожильными пружинами накатника, равномерно распределенными вокруг ствола в полости гидротормоза, а также переднего и заднего сальников с кольцевыми резиновыми уплотнениями круглого сечения, обеспечивающих герметичность полости гидротормоза, заполненной рабочей жидкостью (рисунок 1).

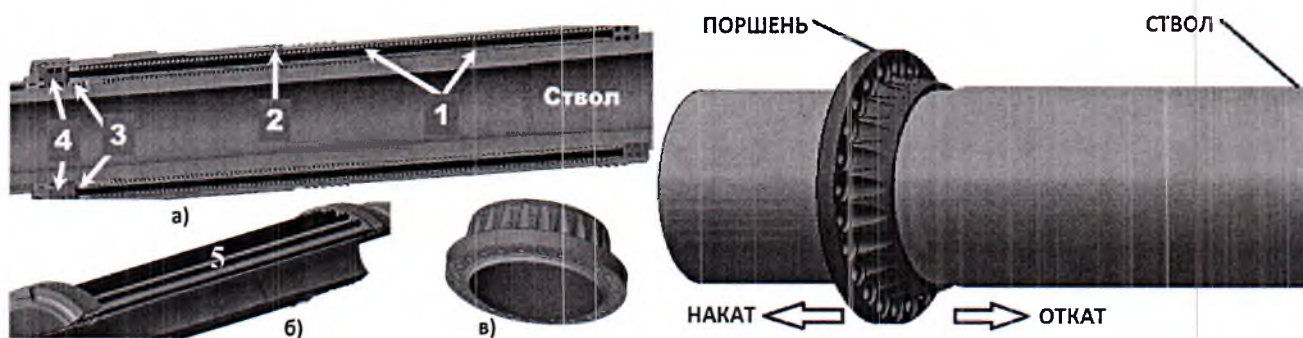


Рисунок 1 – Слева: Общая схема гидротормоза пушечной установки:

а) – общая схема (1 – цилиндр с рабочей жидкостью с направляющими и пружинами, 2 – кожух, 3 – поршень, 4 – сальники); б) – общая схема без кожуха (5 – направляющие); в) – поршень.

Справа – принципиальная схема работы

Последовательность этапов работы гидротормоза следующая. При выстреле под действием пороховых газов подвижные части начинают смещаться в сторону наката (смотри рисунок 1). Гидротормоз начинает оказывать значительной силу сопротивления после выбора свободного объема в откатной полости (полость между поршнем и задним сальником), при этом жидкость из откатной полости ускоренно пробрызгивается через зазоры в накатную полость (полость между поршнем и передним сальником), вследствие чего происходит торможение подвижных частей до их полной остановки.

Накат подвижных частей происходит за счет энергии, запасенной при торможении пружинами накатника. В накате жидкость из накатной полости пробрызгивается через зазоры в откатную полость, обеспечивая требуемый закон торможения в накате. Как для отката, так и для наката площади перетекания жидкости в гидротормозе образованы зазорами между поршнем и профилем на кожухе, определяющими закон движения, а также между отверстиями в поршне и направляющими стержнями.

Численное моделирование работы гидротормоза связано с моделированием следующих физических процессов: турбулентное течение жидкости при наличии внезапных сужений, расширений и осесимметричных зазоров; течение многофазной смеси, с различными уравнениями состояния (для жидкости целесообразно использовать приближение постоянства плотности, для воздуха – уравнение состояния идеального газа); течение с наличием подвижных твердых тел.

Математическая модель и численная схема

Моделирование работы гидротормозного устройства связано с моделированием течения многофазной среды, состоящее из двух фаз. Каждая фаза может иметь своё отличное уравнение состояния. Будем полагать, что в течение одного цикла работы гидротормоза течение изотермическое, и что поле скорости общее для всех фаз. В принятых предположениях для построения численной модели можно использовать метод VOF [6, 7]. С учетом данных допущений для описания движения среды запишем систему уравнений в декартовой системе координат, состоящую из уравнения сохранения массы, уравнения сохранения импульса и уравнения переноса объёмной доли:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0, \\ \frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{ij} + \rho g_i, \\ \frac{\partial \rho_\xi \alpha_\xi}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i \rho_\xi \alpha_\xi) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где t – время;

$u_i = \{u_1, u_2, u_3\} = \{u, v, w\}$ – скорость;

x_i – компонент пространственного вектора;

τ_{ij} – тензор вязких напряжений;

g_i – вектор ускорения свободного падения;

ξ – индекс, указывающий на принадлежность к отдельной фазе;

α_ξ – объёмная доля ξ -й фазы;

ρ – результирующая плотность, представляющая собой усреднённое значение плотности по всем фазам:

$$\rho = \sum_{\xi=1}^N \rho_{\xi} \alpha_{\xi}, \quad (2)$$

где N – количество фаз.

Важной особенностью задачи является необходимость учета движения подвижных частей, которые в процессе моделирования перемещаются более чем на половину длины всего гидротормоза. Для учета движения был выбран метод деформации расчетной сетки без изменения ее топологии. Для предотвращения излишней деформации расчетных ячеек узлы расчетной сетки, расположенные на неподвижных элементах (кожух, направляющие стержни) двигались сообразно перемещению поршня, сохраняя при этом свою геометрию. Деформация сетки осуществлялась методом IDW [5].

Учет движения сетки в системе осуществляется путем перехода в уравнениях переноса объемной доли фаз и импульса к подвижной системе координат по известному закону [10]:

$$\frac{d^* \varphi}{dt} = \frac{\partial \varphi}{\partial t} + v_i \frac{\partial \varphi}{\partial x_i}, \quad (3)$$

где под $\frac{d^* \varphi}{dt}$ обозначим субстанциональную производную φ относительно подвижной системы координат, v_i – вектор скорости перемещения сетки.

Экспериментальные данные по работе гидротормоза позволяют оценить число Рейнольдса, которое в цилиндрическом зазоре при откате подвижных частей составляет $Re = 10^5 - 10^6$. Для учета турбулентных составляющих течения при таком числе Рейнольдса целесообразнее всего является использование RANS подхода, основанного на решении системы (2) осредненной по Рейнольдсу [11]. Для замыкания осредненной системы уравнений используется модель турбулентности SST, которая хорошо зарекомендовала себя при решении практических задач [12, 14, 16].

Результирующая система уравнений решается путем численного интегрирования на конечно-объемной расчетной сетке. Для дискретизации уравнений используется оригинальный полностью неявный метод решения уравнений Навье-Стокса для расчета многофазных течений со свободной поверхностью [3].

Для дискретизации уравнений по времени используется трехслойная схема второго порядка точности [13]. Дискретизация конвективных членов в уравнении движения, уравнении переноса турбулентных параметров осуществляется по противопоточной схеме LUD [13], в уравнении переноса объемной доли фаз – по схеме HRIC [6], позволяющей предотвращать излишнюю численную диффузию раздела фаз. Учет силы тяжести производился с использованием алгоритма, основанного на поправке объемных сил [20].

Описанные методы и модели реализованы в пакете программ ЛОГОС. Пакет программ ЛОГОС предназначен для решения сопряженных трехмерных задач конвективного теплопереноса, аэродинамики и гидродинамики на параллельных ЭВМ [14 – 20]. Пакет программ ЛОГОС успешно прошел верификацию и показал достаточно хорошие результаты на серии различных гидродинамических задач, включая распространение гравитационных волн на свободной поверхности (цунами) [3, 19, 20] и промышленных задач [14, 15]. Ускорение расчетов с помощью высокопараллельных вычислительных систем осуществляется оригинальной реализацией алгебраического многосеточного метода [4, 14].

Численное моделирование работы гидротормоза в режиме отката

Рассмотрим режим работы гидротормоза, в котором моделируется процесс отката подвижных частей. Откат подвижных частей происходит за счет силы пороховых газов, которые воздействуют на подвижные части конструкции. Движению поршня препятствуют сила сжатия пружин, трение в сальниках и сила сопротивления со стороны жидкости. Начальное положение подвижных частей – поршень у передней кромки кожуха. В откате на подвижные части действуют следующие силы:

- сила действия пороховых газов;
- сила сжатия пружин;
- сила трения подвижных частей;
- гидродинамическое сопротивление от перетекания газа и жидкости из откатной полости в накатную полость через зазоры между поршнем и кожухом и между направляющими и отверстиями в поршне.

Для численного решения описанной задачи, средствами пре-, постпроцессора пакета программ ЛОГОС, была построена неструктурированная преимущественно шестигранная расчетная сетка. Сетка имеет сгущение вблизи поршня, а также в зазорах между поршнем и кожухом, где происходит наиболее интенсивное движение жидкости. На рисунке 2 изображены фрагменты расчетной сетки.

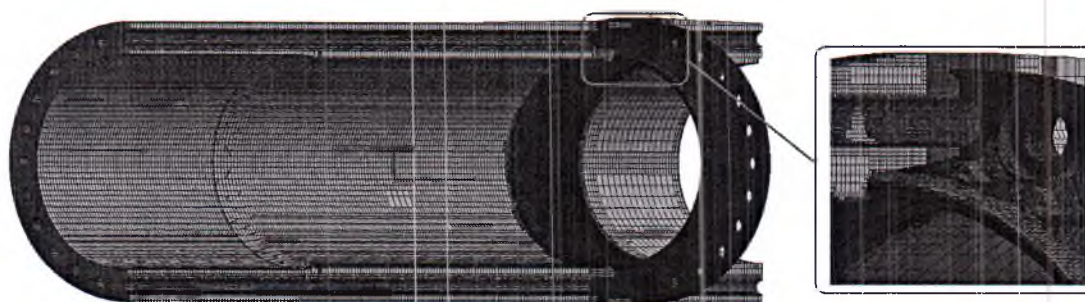


Рисунок 2 – Фрагменты расчетной сетки

При построении сетки положение поршня выбиралось посередине между его крайним левым положением, которое он занимает вначале наката и крайним правым, которое является конечным для наката. Это позволяет минимизировать деформацию сетки в процессе расчета. Решение задачи проводилось в нестационарной постановке, шаг по времени составлял $5 \cdot 10^{-4} t_0$, где t_0 – полное время движения поршня. Силы, действующие на поршень, скорость его движения, а также его положение вычислялось в конце каждого шага по времени, после установления решения уравнений Навье-Стокса.

При движении поршня вместе с силой действия пружин и на подвижные части действует сила трения, возникающая в сальниках, между направляющими и поршнем, а также внутри многожильных пружин при их сжатии и растяжении. Результирующую сил действия пружин и трения можно разложить на две составляющие. Первая составляющая не зависит от величины скорости перемещения подвижных частей и легко измеряется в эксперименте при протягивании подвижных частей с малой скоростью. Вторая составляющая зависит от скорости подвижных частей и, по большей части, обусловлена трением в витках многожильных пружин. Эмпирические оценки показывают, что вторая составляющая результирующей сил может быть выражена эмпирической формулой:

$$F_{тр}^{дин} = \eta \cdot u \cdot M$$

где u - скорость;

M - масса подвижных частей;

η - эмпирический коэффициент, который для применяемых пружин может принимать значения в диапазоне $\eta = 0 \div 5 \frac{1}{c}$.

Результаты расчета для $\eta = 5 \frac{1}{c}$ показаны на рисунках 3 – 4.

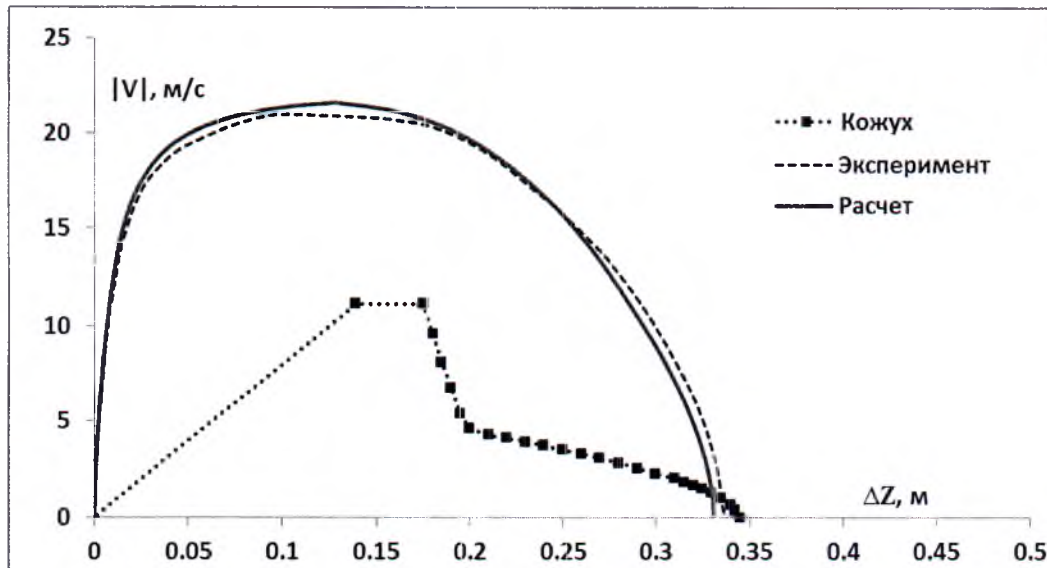


Рисунок 3 – Скорость откатных частей

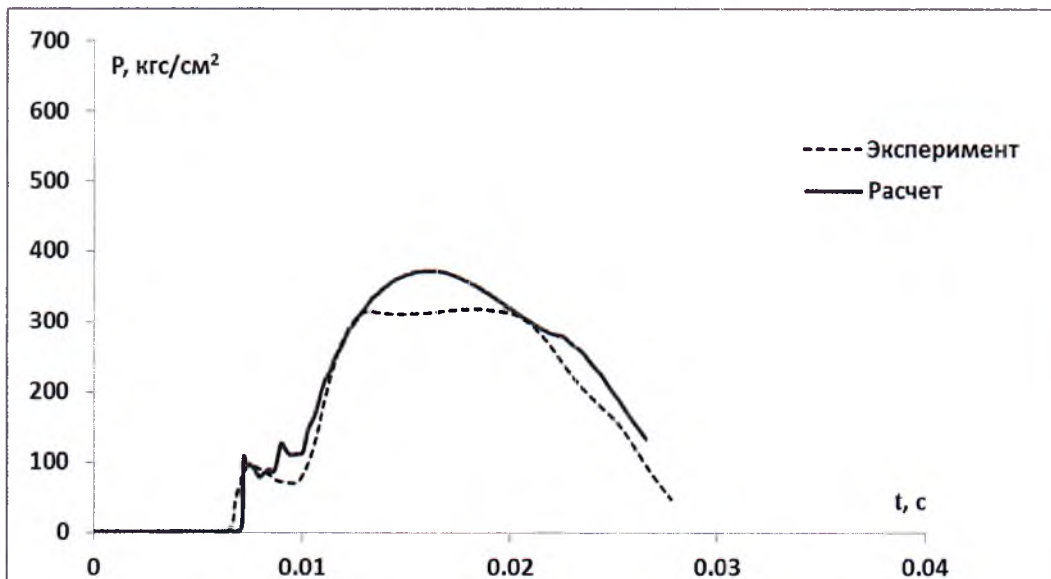


Рисунок 4 – Давление на торце откатной полости

В расчете стадия разгона также хорошо совпадает с экспериментом. На второй стадии скорость поршня немного завышена. Стадия торможения происходит чуть более интенсивно, чем в эксперименте. Отклонение по величине отката составляет около 2 %.

Численное моделирование работы гидротормоза в режиме наката

Рассмотрим режим работы гидротормоза, в котором моделируется процесс наката подвижных частей, когда подвижные части вместе с поршнем под действием пружин, преодолевая

гидродинамическую силу, действующую со стороны жидкости, перемещаются из своего крайнего правого положения в крайнее левое.

В процессе расчета поршень, вместе с подвижными частями ускоряется под действием пружин и во второй половине пути набирает свою максимальную скорость. Далее поршень попадает в профилированный участок кожуха с уменьшающимся зазором, вследствие чего возрастает гидродинамическое сопротивление жидкости, которое приводит к замедлению подвижных частей. Расчет проводится до момента, когда поршень не доходит до своего крайнего положения на $d_m = 0.01 \text{ м}$, что обусловлено максимально допустимой деформацией сетки в накатной полости.

Были проведены расчеты с различным значением $\eta = 0, 3, 4, 5$. На рисунке 5 для значения $\eta = 0 \frac{1}{c}$ показано поле объемной доли жидкости в различные моменты времени.

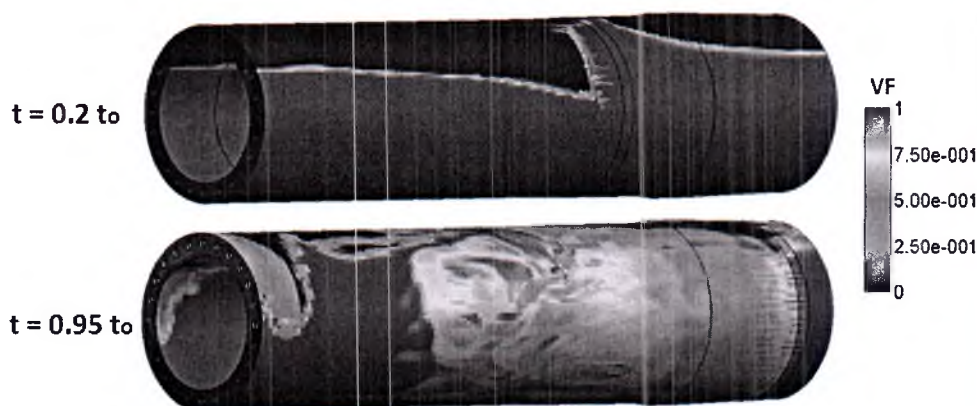


Рисунок 5 – Поле объемной доли жидкости в различные моменты времени

В момент времени $t = 0.2t_0$, где t_0 – полное время наката, у передней стенки поршня по ходу движения поднимается волна жидкости. В накатной полости нагнетается давление. Сквозь верхнюю часть зазора начинает активно протекать воздух. Сквозь нижнюю часть зазора начинает протекать жидкость, со скоростью в 10 – 15 раз меньше скорости протекания воздуха (рисунок 6).

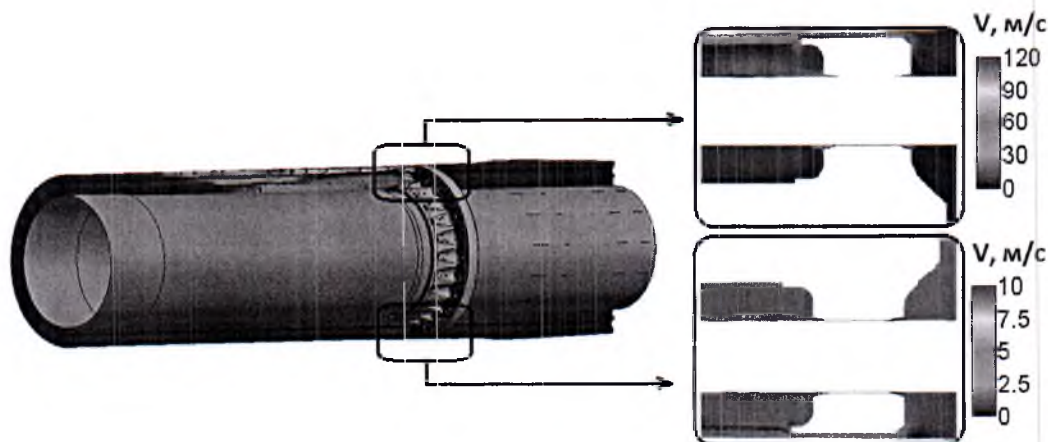


Рисунок 6 – Поле амплитуды скорости ($t = 0.2t_0$)

При дальнейшем движении поршня жидкость все активнее начинает пробрызгиваться через зазоры. В момент времени $t = 0.95t_0$ большая часть жидкости уже выдавлена из накатной полости, образовав в противоположной полости хорошо перемешанную, почти гомогенную газо-

жидкостную смесь. Давление накатной полости достигает значений $P = 150 \cdot P_0$, где $P_0 = 1 \text{ атм}$ – начальное давление.

Скорость жидкости в зазоре достигает $V = 50 - 70 \text{ м/с}$ (рисунок 7).

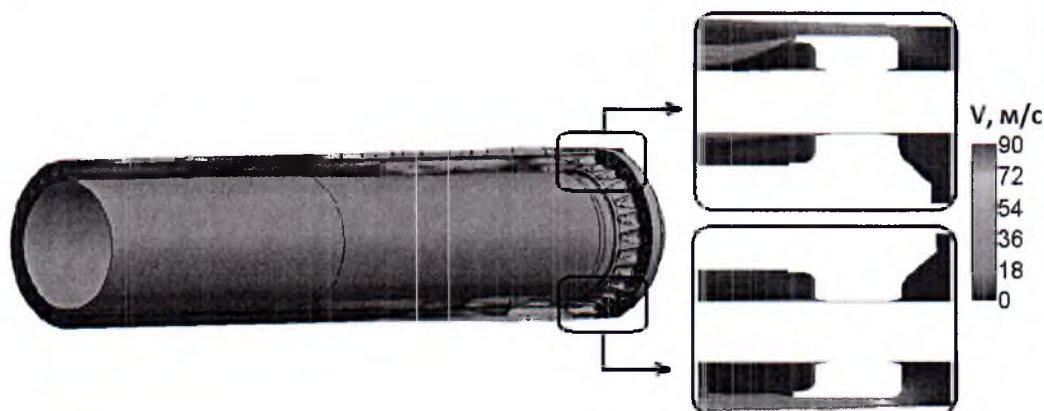


Рисунок 7 – Поле амплитуды скорости ($t = 0.95t_0$)

После перетекания через зазор в смеси из-за падения давления резко увеличивается объемное газосодержание, что приводит к дополнительному увеличению скорости смеси до $V = 90 \text{ м/с}$ (рисунок 5). При этом, в нижней части зазора данный эффект выражен слабее из-за меньшего газосодержания смеси, которая пробрызгивается через зазор.

На рисунке 8 представлен график скорости поршня в зависимости от перемещения для различных значений параметра η .

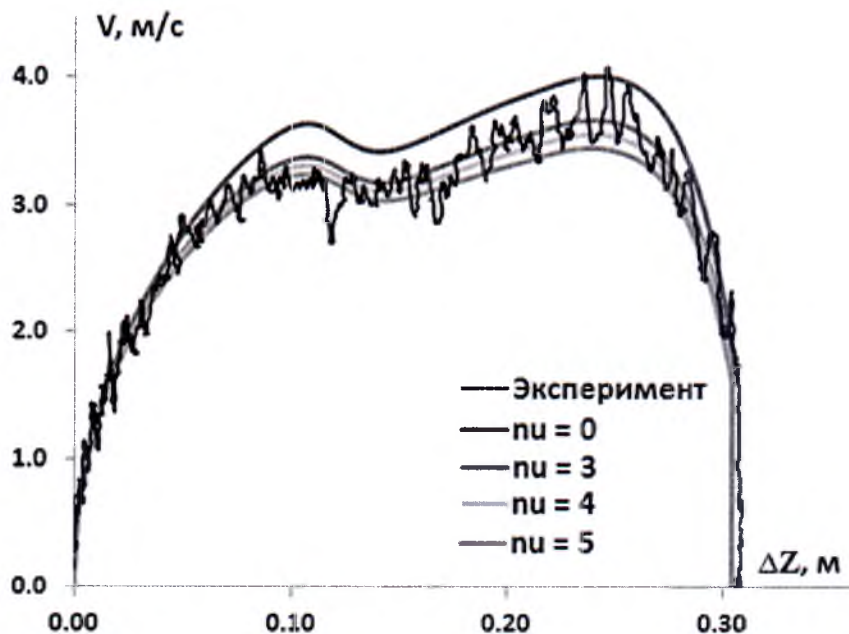


Рисунок 8 – График скорости поршня в зависимости от его положения

В целом полученные результаты качественно и количественно верно описывают экспериментальные данные. Все расчетные случаи хорошо предсказывают стадию ускорения поршня. В стадии движения поршня с большой скоростью параметр η начинает играть существенную роль. Наилучшее совпадение с экспериментом дает значение $\eta = 3 \frac{1}{с}$. Данный факт

не означает, что это значение близко к истинному, а лишь указывает, что используемая численная модель, входные данные и расчетная сетка способны с необходимой точностью описать процесс движения поршня, если принять в расчетной модели такое значение η .

Этап наката в рассматриваемом оружии происходит при нулевом значении угла возвышения (ствол размещен горизонтально). Рассмотрим вопрос о зависимости характера движения поршня от точности установки оружия в горизонтальное положение. Для этого проведем расчеты с углом возвышения $\alpha = 1^\circ$ и $\alpha = -1^\circ$. Результаты расчетов представлены на рисунке 9.

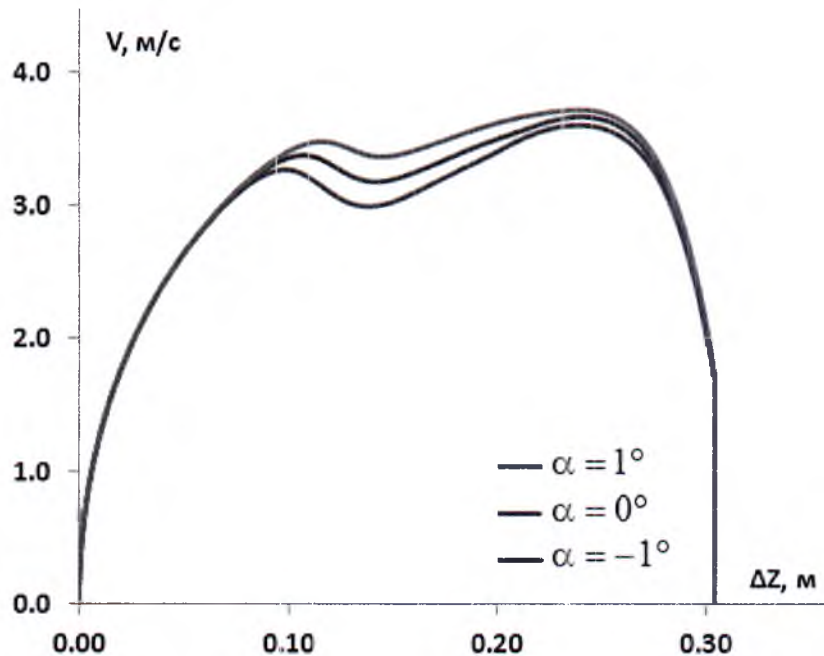


Рисунок 9 – График скорости поршня в зависимости от его положения для разных углов возвышения

По графикам видно, что при увеличении угла возвышения значение скорости поршня увеличивается. Это вполне ожидаемо, поскольку количество жидкости в накатной полости уменьшается при увеличении угла. Также стоит отметить, что сила тяжести, действующая на подвижные части при $\alpha > 0$ в направлении против движения, и а при $\alpha < 0$ по направлению движения, не оказывает ощутимого влияния на результат.

От угла возвышения зависит также и статическое давление в накатной полости (рисунок 10). Первый максимум давления связан с уменьшением объемной доли воздуха в накатной полости при движении поршня, а последующий спад – с увеличением зазора между поршнем и профилированным участком кожуха. При увеличении угла возвышения начальное количество жидкости в накатной полости уменьшается и максимум сдвигается в область больших значений перемещения поршня, что позволяет ему набрать большую скорость. При этом, увеличение скорости поршня приводит к увеличению максимального значения давления в зоне интенсивного торможения (второй максимум давления на рисунке 8). Таким образом, увеличение жидкости в накатной полости приводит увеличению первого максимума давления и его более раннему появлению, а также к уменьшению второго максимума давления, что вполне совпадает с физикой протекания процесса.

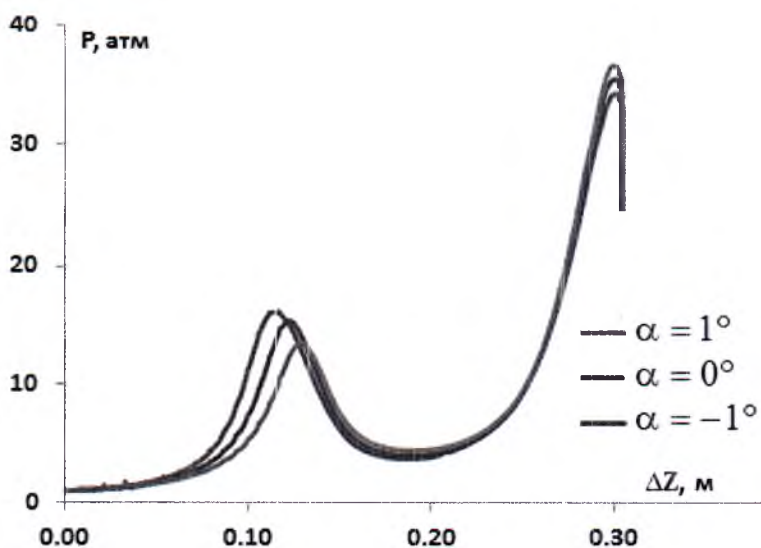


Рисунок 10 – График зависимости статического давления в накатной полости от перемещения поршня

Результаты исследования характера движения поршня в зависимости от начального уровня жидкости в гидротормозе ($h = h_0, h = h_0 + 0.01 \text{ м}, h = h_0 - 0.01 \text{ м}$) представлены на рисунке 11.

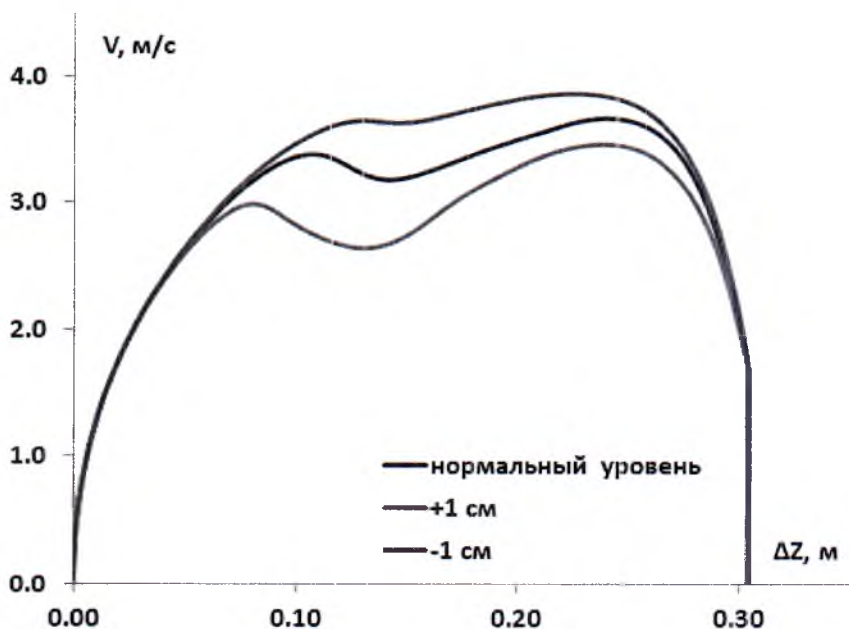


Рисунок 11 – График скорости поршня в зависимости от его положения для разных уровней жидкости

Уровень жидкости существенно влияет на среднюю скорость движения поршня. При увеличении уровня на 1 см средняя скорость движения поршня падает на 10 %, это объясняется уменьшением силы гидродинамического сопротивления, действующей на подвижные части. При этом, по наклонам графика скорости видно, что наблюдается та же тенденция: увеличение жидкости в накатной полости приводит к увеличению первого максимума давления и уменьшению второго максимума давления.

Важной характеристикой движения поршня в накате является скорость поршня V_{extr} вблизи положения 159 мм до конца наката ($\Delta Z = 153 \text{ мм}$), где расположен механизм экстракции

гильзы, работа которого зависит от скорости прохода подвижных частей. Второй важной характеристикой является скорость поршня вблизи своего конечного положения V_{end} , которая будет определять силу воздействия поршня на сальник в накатной полости. Значения данных характеристик приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристики движения поршня

№	α , град	$h-h_0$, см	V_{extr} , м/с	V_{end} , м/с
1	0.0	-1.0	3.64	1.74
2	0.0	0.0	3.21	1.69
3	0.0	1.0	2.78	1.65
4	-1.0	0.0	3.05	1.66
5	1.0	0.0	3.38	1.72

По таблице видно, что при изменении уровня жидкости в пределах 1 см, скорость V_{extr} изменяется в пределах 15 %. При изменении угла возвышения на 1 град, скорость меняется на 5 %. При этом изменение уровня жидкости и угла возвышения слабо влияет на значение скорости V_{end} , колебания которой не превышают 2 – 3 %.

Результаты показывают, что определяющей величиной, влияющей на функционирование гидротормоза, является уровень жидкости, находящейся в накатной полости в начальный момент времени. Увеличение уровня жидкости приводит к уменьшению средней скорости движения поршня, уменьшению V_{extr} и V_{end} , сдвигу и увеличению первого максимума давления и уменьшению второго максимума давления. При этом характер протекания процесса не зависит от причины повышенного уровня жидкости в накатной полости: как общее увеличение объема залитой жидкости, так и отрицательный угол возвышения орудия приводят к одним и тем же тенденциям.

Заключение

В работе представлены результаты трехмерного численного моделирования физических процессов, протекающих в гидротормозных устройствах. Применяемая технология основана на численном решении системы уравнений Навье-Стокса осредненной по Рейнольдсу. Для отслеживания свободной поверхности используется метод VOF. Моделирование подвижных частей производится путем применения метода подвижных деформирующихся сеток. Численное решение уравнений основано на конечно-объемном методе дискретизации, которое применяется для моделирования работы гидротормозного устройства в режиме наката. Данная технология позволяет проводить расчеты на трехмерных неструктурированных расчетных сетках. Реализация технологии выполнена на базе пакета программ ЛОГОС, что позволяет производить расчеты с хорошей эффективностью распараллеливания.

Приведены результаты моделирования наката и отката, а также исследований влияния параметра связанного с силой трения, угла возвышения орудия и начального уровня жидкости. На численных экспериментах показано, что уровень жидкости, находящейся в накатной полости в начальный момент времени является определяющей величиной для функционирования гидротормоза. Показано, что увеличение уровня жидкости в накатной полости за счет общего увеличения уровня залитой жидкости и за счет отрицательных углов возвышения орудия приводят к одной и той же тенденции в изменении величины давления и положения его максимумов.

Литература

1. Жуков И.И., Башкатов В.А. и др., Артиллерийское вооружение. Основы устройства и конструирование // М.: Машиностроение, 1975. – 420 с.
2. Ubbink O. Numerical prediction of two fluid systems with sharp interfaces // PhD thesis, Imperial College, University of London, 1997.
3. Kozelkov A.S., Kurkin A.A., Pelinovsky E.N., Tyatyushkina E.S., Kurulin V.V., Tarasova N.V., Landslide-type tsunami modelling based on the Navier-Stokes Equations // Science of tsunami Hazards, Journal of Tsunami Society International. – 2016. – Vol. 35. – № 3. – P. 106 – 144.
4. Volkov K.N., Kozelkov A.S., Lashkin S.V., Tarasova N.V. and A.V. Yalozo. A Parallel Implementation of the Algebraic Multigrid Method for Solving Problems in Dynamics of Viscous Incompressible Fluid // Computational Mathematics and Mathematical Physics. – 2017. – Vol. 57. – № 12. – P. 2030 – 2046.
5. Edward Luke, Eric Collins, Eric Blades. A fast mesh deformation method using explicit interpolation // Journal of Computational Physics. – 2012. – № 231. – P. 586 – 601.
6. Ubbink O. Numerical prediction of two fluid systems with sharp interfaces. PhD thesis, Imperial College, University of London, 1997.
7. Rusche H. Computational Fluid Dynamics of Dispersed Two-Phase Flows at High Phase Fractions. PhD thesis, Imperial College, University of London, 2002.
8. Khrabry A.I., Smirnov E.M., Zaytsev D.K. Solving the convective transport equation with several high-resolution finite volume schemes. Test computations // Proc. 6-th Int. Conf. on Computational Fluid Dynamics (ICCFD-6), July 12 – 16, 2010, St. Petersburg, Russia. Ed. A. Kuzmin. – Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011. – P. 535 – 540.
9. Яцевич С.В., Курулин В.В., Рубцова Д.П. О применении алгоритма PISO в задачах динамики молекулярно-несмешивающихся жидкостей // ВАИТ, сер. математическое моделирование физических процессов. – 2015. – № 1. – С. 16 – 29.
10. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1950.
11. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей в двух томах. – М: Мир, 1991.
12. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten Years of Experience with the SST Turbulent Model. Turbulence, Heat and Mass Transfer 4. Ed. by K. Hanjalic, Y. Nagano, M. Tummers. Begell House Inc., 2003.
13. Jasak H. Error Analysis and Estimation for the finite volume method with applications to fluid flows. Thesis submitted for the degree of doctor // Department of Mechanical Engineering, Imperial College of Science, 1996.
14. Kozelkov A.S., Kurulin V.V., Lashkin S.V., Shagaliev R.M., and Yalozo A.V. Investigation of Supercomputer Capabilities for the Scalable Numerical Simulation of Computational Fluid Dynamics Problems in Industrial Applications // Computational Mathematics and Mathematical Physics. – 2016. – V. 56. – № 8. – P. 1506 – 1516.
15. Deryugin Yu.N., Zhuchkov R.N., Zelenskiy D.K., Kozelkov A.S., Sarazov A.V., Kudimov N.F., Lipnickiy Yu.M., Panasenko A.V. and Safronov A.V. Validation Results for the LOGOS Multifunction Software Package in Solving Problems of Aerodynamics and Gas Dynamics for the Lift-Off and Injection of Launch Vehicles // Mathematical Models and Computer Simulations. – 2015. – V. 7. – № 2. – P. 144 – 153.
16. Kozelkov A., Kurulin V., Emelyanov V., Tyatyushkina E., Volkov K. Comparison of convective flux discretization schemes in detached-eddy simulation of turbulent flows on unstructured meshes // Journal of Scientific Computing. – 2016. – V. 67. – P. 176 – 191.

17. Kozelkov A.S., Kurkin A.A., Legchanov M.A., Kurulin V.V., Tyatyushkina E.S., Tsibereva Y.A. Investigation of the application of RANS turbulence models to the calculation of nonisothermal low – Prandtl-number flows // Fluid Dynamics, 2015. – V. 50. – № 4. – P. 501 – 513.

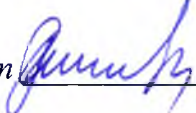
18. Kozelkov A.S., Kurkin A.A., Kurulin V.V., Lashkin S.V., Tarasova N.V., Tyatyushkina E.S., Numerical Modeling of the Free Rise of an Air Bubble // Fluid Dynamics, 2016. – Vol. 51. – №. 6. – P. 709 – 721.

19. Kozelkov A.S., Kurkin A.A., Pelinovsky E.N., Kurulin V.V., Tyatyushkina E.S. Numerical modeling of the 2013 meteorite entry in Lake Chebarkul, Russia // Nat. Hazards Earth Syst. Sci. – 2017. – V. 17. – P. 671 – 683.

20. Ефремов В.Р., Козелков А.С., Корнев А.В., Куркин А.А., Курулин В.В., Стрелец Д.Ю., Тарасова Н.В. Метод учета сил гравитации при моделировании течений со свободной поверхностью // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 2017. – Т. 57. – № 10. – С. 1748 – 1762.

Статья опубликована в научно-техническом журнале «Системы ВТО. Создание, применение и перспективы» № 4(20)2018. – С. 129 – 141.

Главный редактор журнала В.В. Семилет

 **В.В.Семилет**