

УДК 62-335

Д.Л. Лернер

Южно-Уральский государственный университет
(Национальный исследовательский университет), г. Челябинск

ХАРАКТЕРИСТИКИ УСТРОЙСТВА СОПЛО – ЗАСЛОНКА ПРИ ОБРАТНОМ ТЕЧЕНИИ

Рассмотрены вопросы проектирования устройства сопло – заслонка с заданными характеристиками и возможность замены экспериментальной доводки численным моделированием. Моделирование проводилось с целью определения гидравлических характеристик устройства и силового воздействия жидкости на заслонку для дальнейшего проектирования привода заслонки. Представлен краткий обзор инженерных пакетов численного моделирования, применяемых для решения задач определения параметров течения жидкости в устройствах с аналогичной геометрией и условиями работы. Расчеты проведены для различных направлений течения потоков в устройстве сопло – заслонка. Проведена верификация результатов, полученных пакетом численного моделирования, путем сравнения расчетов с экспериментальными данными, опубликованными в литературе. Для проектируемого устройства получены расходно-перепадные характеристики, рассчитано силовое воздействие жидкости на заслонку при работе устройства, вычислено значение коэффициента расхода для различных условий работы устройства при заданных значениях номинального расхода и давления. Это позволило на начальном этапе проектирования выбрать оптимальную конструкцию устройства и отказаться от дорогостоящих натуральных экспериментов. Приведенная методика расчета позволит скорректировать гидравлические и силовые характеристики устройства, внося изменения в геометрию проточной части на стадии разработки.

Ключевые слова: численное моделирование, устройство сопло – заслонка, расчетная модель, дросселирующая щель, коэффициент расхода, силовое воздействие, распределение давления в канале, SolidWorks FlowSimulation, методика расчета, гидравлические характеристики.

D.L. Lerner

South Ural State University (National Research University), Chelyabinsk

NOZZLE-GATE DEVICE CHARACTERISTICS AT THE CONTRAFLOW

The questions of designing of the nozzle-flapper valve with specified characteristics and the possibility to use numerical simulation instead of experimental tests were considered. Modeling was conducted to determine hydraulic characteristics of valve and the flow force action to the flapper for further designing flapper drive. A brief review of engineering computer program of numerical simulation is introduced to solve problem of determination of flow parameters in devices with same geometry and operating conditions. The calculations were conducted for different directions of flow in the nozzle-flapper valve. Verification of modeling results obtained by computer program was conducted by comparison of computations with the test data existing in literature. For given values of flow rate and ratio of flow pressure to pressure differential the diagrams of the device projected were got. Action force of flow to the flapper and the flow coefficient were calculated at different operating conditions of valve. These computations make it possible choosing of device optimum design on an initial design phase and refus-

ing from expensive natural experiments. The mentioned design procedure lets to correct the hydraulic and force characteristics with changes in geometry of liquid part on development stage.

Keywords: numerical modeling, device nozzle-gate, computational model, throttling slot, flow rate factor, force action, pressure distribution in the channel, SolidWorks FlowSimulation, design procedure, hydraulic characteristics.

Проектирование гидравлических аппаратов с регулирующим элементом типа сопло – заслонка требует измерения силового воздействия жидкости на заслонку для определения мощностных параметров привода заслонки, а также зависимости расходно-перепадных характеристик от расстояния между соплом и заслонкой для определения требований к точности позиционирования заслонки. Экспериментальное определение всех указанных параметров приводит к достаточно большим временным и материальным затратам, поскольку требует изготовления экспериментальных образцов и их «проливку». В связи с этим актуальным является моделирование процессов течения жидкости в таких устройствах и определение всех требуемых параметров путем численного эксперимента.

Гидравлические устройства сопло – заслонка находят широкое применение в современных электрогидравлических системах управления. При работе устройств сопло – заслонка конструктивно возможно направление потока как от сопла к заслонке, так и наоборот – от заслонки к соплу [1, 2].

В настоящее время экспериментальные исследования натуральных образцов часто заменяются численным моделированием [3–9], называемым численным экспериментом. Для этого применяют пакеты программного обеспечения с МСАЕ-системами (Mechanical Computer-Aided Engineering – система инженерного анализа для машиностроения) *SolidWorks Flow Simulation* [3, 5, 8, 9], *Ansys CFX* [4, 6], *FlowVision* [7], *Flow-3D* и пр. Данные пакеты основаны на численном решении уравнений динамики вязкой жидкости, в частности методе конечных элементов (МКЭ) или методе конечных объемов (МКО) [10]. Однако каждый из вышеуказанных пакетов обладает своей системой SPDM (Simulation and Process Data Management – система управления данными и процессами симуляции) [11].

Применение современных инженерных пакетов численного моделирования позволяет снизить трудоемкость исследований при проектировании устройств, оптимизировать конструкцию будущего гид-

равлического сопротивления и определить основные функциональные зависимости еще на стадии проектирования.

Для предварительного анализа целесообразности применения какого-либо пакета возможно применение опубликованных Ю.И. Чупраковым экспериментальных характеристик с дальнейшим численным моделированием течения для условий эксперимента [2], выбора пакета программного обеспечения и проведения исследования.

Условия эксперимента включали в себя проливку комбинированного сопла жидкостью АМГ-10 при температуре 323 К. Геометрические размеры сопла: диаметр сопла 0,8 мм; диаметр торца сопла 1,2 мм; длина насадка 2 мм; угол раскрытия сопла 0,875 рад. Характеристики изменения расхода в зависимости от давления перед соплом для фиксированных значений расстояний от торца сопла до заслонки приведены на рис. 1 [2].

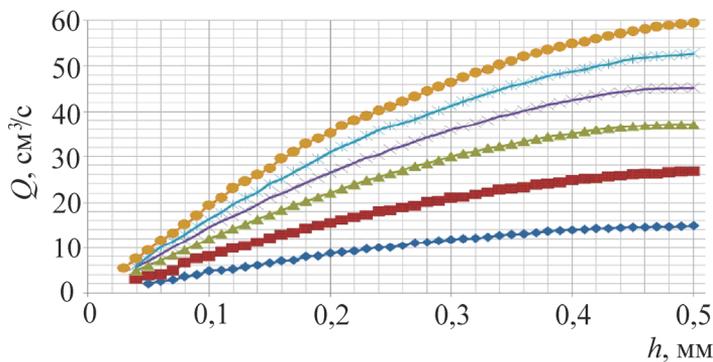


Рис. 1. Экспериментальные характеристики зависимости расхода Q от величины зазора h при фиксированных значениях перепада давлений: \blacklozenge 0,4 МПа; \blacksquare 1 МПа; \blacktriangle 2 МПа; \blackcross 3 МПа; \blackstar 4 МПа; \bullet 5 МПа

Расчетная схема устройства сопло – заслонка для условий экспериментов [2] представлена на рис. 2.

Устройство состоит из плоской заслонки 1 и сопла конической формы 2. Сопло 2 характеризуется основными двумя геометрическими размерами: диаметром отверстия сопла d_c и диаметром торца сопла d_t . Истечение жидкости происходит в область с давлением p_1 через кольцевую дросселирующую щель, образованную соплом и заслонкой. Расстояние между соплом и заслонкой h_i определяет высоту кольцевой дросселирующей щели и является регулируемым от нуля до максимального значения.

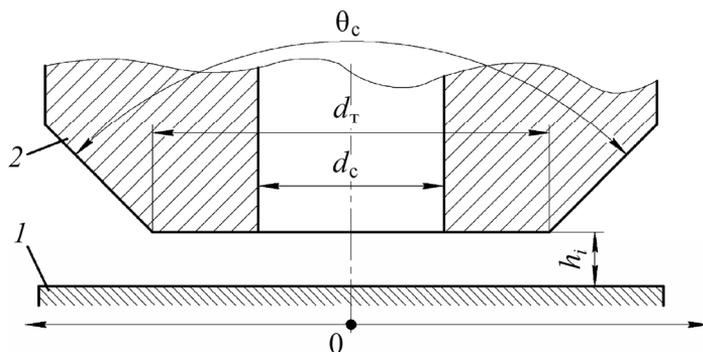


Рис. 2. Расчетная схема устройства сопло – заслонка: 1 – заслонка; 2 – сопло; d_t – диаметр торца сопла, $d_t = 1,2$ мм; d_c – диаметр отверстия сопла, $d_c = 0,8$ мм; θ_c – угол раскрытия сопла, $\theta_c = 0,875$ рад; h_i – величина зазора; p_1 – давление со стороны заслонки; p_2 – давление со стороны сопла

Для работы в качестве управляющих устройств выбирается диапазон значений высоты зазора h_i , в котором основные потери энергии происходят в кольцевом зазоре между торцом сопла и заслонкой, а потери давления ($\Delta p = p_2 - p_1$), возникающие собственно в сопле, пренебрежимо малы по сравнению с потерями давления в кольцевом зазоре. Если при этом будет выполняться вышеуказанное условие по соотношению потерь давления, то можно задать диапазон изменения h_i , для которого теоретически возможна близкая к линейной функции зависимость изменения расхода через устройство при изменении величины высоты зазора h_i . Площадь проходного сечения внутреннего канала сопла

$$f = \pi d_c^2 / 4, \quad (1)$$

а максимальная площадь сечения истечения в кольцевом зазоре между соплом и заслонкой

$$f = \pi d_c h_0. \quad (2)$$

При величинах зазора больших 0,1–0,2 диаметра сопла сопротивление отверстия сопла становится соизмеримым сопротивлению кольцевого зазора [1].

При проведении численного эксперимента были опробованы MCAE-системы *Ansys CFX*, *SolidWorks FlowSimulation*. В связи с тем что инженерный пакет *SolidWorks FlowSimulation* применяется для ре-

шения задач, подобных рассматриваемой авторами (однотипность принципов работы гидроагрегатов, соизмеримость геометрических размеров проточных каналов гидроагрегатов, индентичность накладываемых граничных условий) [3, 5, 9], и является менее времязатратным при одинаковых входных расчетных условиях, было отдано предпочтение этому пакету для расчета потоков жидкости.

В основе инженерного пакета *Solidworks* с приложением для расчета потоков жидкости *FlowSimulation* лежит метод конечных объемов, что подразумевает под собой разбиение расчетной области внутренней задачи на элементы кубической формы (размер которых определяется величиной проточных каналов) и вычисление значений функций параметров потока (давление, скорость, силовое воздействие) и их производных в каждом центре грани расчетного куба.

Для проведения численного эксперимента на основе имеющихся геометрических размеров была построена твердотельная модель исследуемого переменного сопротивления (рис. 3) с автоматическим выбором сетки. Разбивка модели на ячейки обратно пропорциональна увеличению градиента скорости, т.е. чем выше скорость течения потока, тем быстрее меняются параметры потока по линии тока и, как следствие, нужно больше расчетных точек на данной линии и необходима более мелкая расчетная сетка. При этом количество ячеек в наименьшем проходном сечении не должно быть менее трех [10].

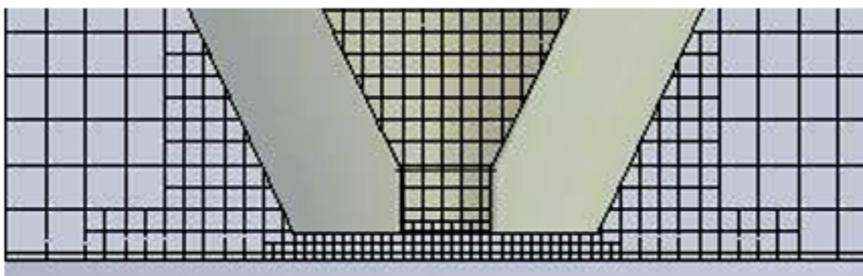


Рис. 3. Твердотельная модель устройства сопло – заслонка с нанесенной сеткой

Физические свойства жидкости (вязкость, плотность и т.п.), используемые при расчете, задавались равным значениям физических свойств АМГ-10 при температуре 323 К. Граничными условиями при проведении численного эксперимента являлось задание давления на входе и выходе сопротивления сопло – заслонка при различном расстоянии от торца сопла до заслонки. Перепады давления для условий

опубликованного эксперимента составляли 0,4; 1; 2; 3; 4 и 5 МПа [2]. При расчетах давление на выходе устройства p_1 принималось равным атмосферному, т.е. по избыточной шкале $p_1 = 0$, а значения давления p_2 задавались соответственно равными 0,4; 1; 2; 3; 4 и 5 МПа. Расстояние между соплом и заслонкой варьировалось от 0,05 до 0,5 мм с шагом в 0,05 мм. В каждом случае результатом численного эксперимента являлось получение величины расхода, протекающего через исследуемое сопротивление, напрямую зависящей от перепада на данном сопротивлении и площади проходного сечения сопротивления.

При моделировании приняты следующие допущения:

- 1) кромка сопла идеально ровная с шероховатостью, равной нулю;
- 2) вязкость рабочего масла АМГ-10 постоянна и не изменяется;
- 3) силы, вызванные явлением облитерации, пренебрежимо малы;
- 4) рабочая жидкость является однофазной средой с одинаковыми значениями параметров по течению;
- 5) течение жидкости является безотрывным.

Пример распределения давления, полученного в процессе расчета течения жидкости, приведен на рис. 4.

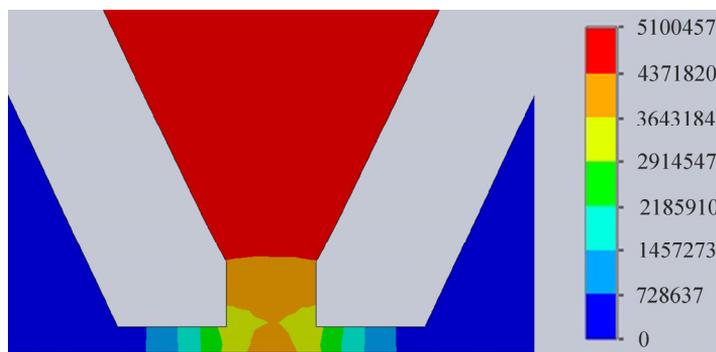


Рис. 4. Пример распределения давления для следующих условий: $p_1 = 0$; $p_2 = 5$ МПа; $h = 0,3$ мм, цветовая шкала градации давления приведена в паскалях (Па)

Обобщение результатов расчетов течения жидкости для различных условий, соответствующих условиям экспериментов [2], представлено на рис. 5.

Оценка величины расхождения экспериментальных данных [2] и результатов расчета, полученных с помощью пакетов численного моделирования, показала, что расхождение не превышает 15 %. Таким образом, авторами был сделан вывод о возможности применения дан-

ного пакета численного моделирования при расчете гидравлических элементов подобного типа.

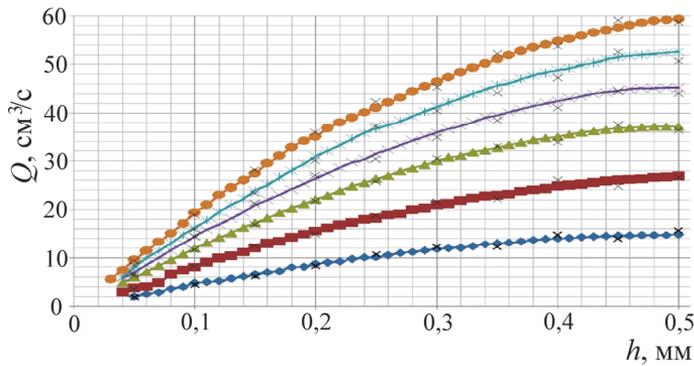


Рис. 5. Экспериментальные характеристики зависимости расхода Q от величины зазора h [2], для различных величин перепада давления: \blacklozenge 0,4 МПа; \blacksquare 1 МПа; \blacktriangle 2 МПа; \blackcross 3 МПа; \blackstar 4 МПа; \bullet 5 МПа; и нанесенные на них данные, полученные численным моделированием (\times)

Перед авторами стоит задача создания управляющего устройства сопло – заслонка при обратном течении жидкости для следующих условий: расход через сопло 12 л/мин, максимальное давление 5 МПа. В этом случае возникают режимы работы, при которых заслонка под действием потока стремится закрыть сопло (рис. 6). В связи с этим появляется необходимость изучения характеристик устройства для правильного решения задач управления.

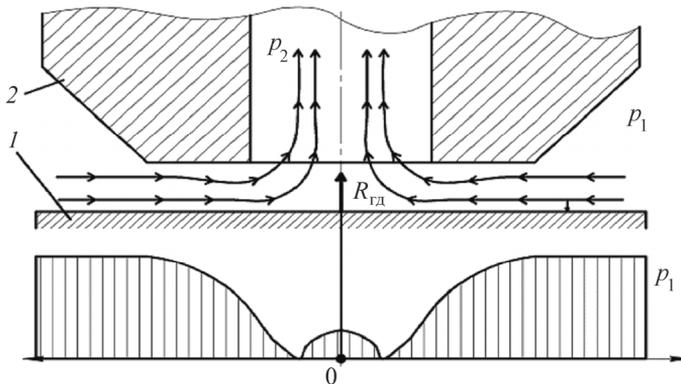


Рис. 6. Направления потока от заслонки к соплу и схема действия гидродинамических и статических сил : 1 – заслонка; 2 – сопло; p_1 – давление со стороны заслонки; p_2 – давление со стороны сопла; $R_{гд}$ – гидродинамическая сила

Численное моделирование условий работы рассматривается авторами как предварительное проведение исследований для выбора параметров управляющих устройств для заслонки с дальнейшим изготовлением опытных образцов и проведением эксперимента.

Тем самым для уменьшения затратной части экспериментов с натурными образцами целесообразно рассмотреть рабочие характеристики гидравлического сопротивления типа сопло – заслонка при протекании потока от заслонки к соплу, получаемые расчетным способом.

Предварительные проектировочные расчеты размеров устройства для конкретной решаемой задачи осуществлялись по общепринятым зависимостям [1, 3]:

$$\mu = \frac{Q}{f \cdot \sqrt{2\Delta p/\rho}}, \quad f = \pi d_c h \quad (3)$$

для заданных величин расходов и давлений $Q = 12$ л/мин; $\Delta p = 5$ МПа, что позволило ориентировочно определить геометрические параметры сопла: диаметр отверстия сопла равным 3 мм, диаметр торца сопла равным 4 мм, величину рабочего зазора равной 0,5 мм.

Сопло с заданными размерами изображено на рис. 7.

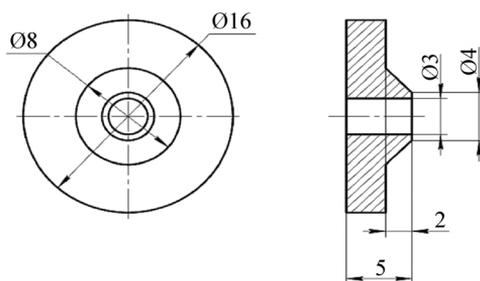


Рис. 7. Исследуемое сопло

Для использования инженерного пакета *Solidworks* с приложением для расчета потоков жидкости *FlowSimulation* авторами построена твердотельная модель исследуемого устройства сопло – заслонка (рис. 8).

Расчетная сетка (см. рис. 8) является комбинированной, т.е. включает в себя элементы различной величины таким образом, чтобы в поперечном сечении каналов потока жидкости вне зависимости от их проходного сечения находилось не менее трех расчетных ячеек. Это

обеспечило сходимость и точность получаемых результатов. В среднем комбинированная расчетная сетка включала в себя 300 000 чисто жидкостных ячеек и 600 000 ячеек, содержащих в себе и жидкость, и твердое тело [10].

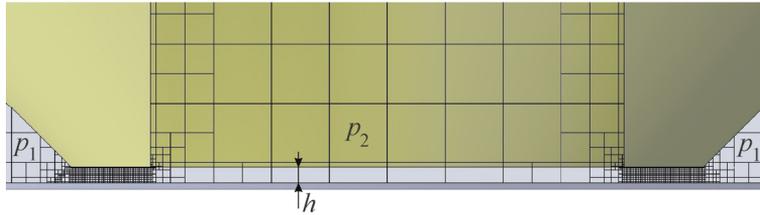


Рис. 8. Расчетная модель устройства сопло – заслонка с сеткой разбиения: h – величина зазора; p_1 – давление со стороны заслонки; p_2 – давление со стороны сопла

Примеры распределения давлений для различных исходных данных, задаваемых при проведении расчетов, приведены на рис. 9.

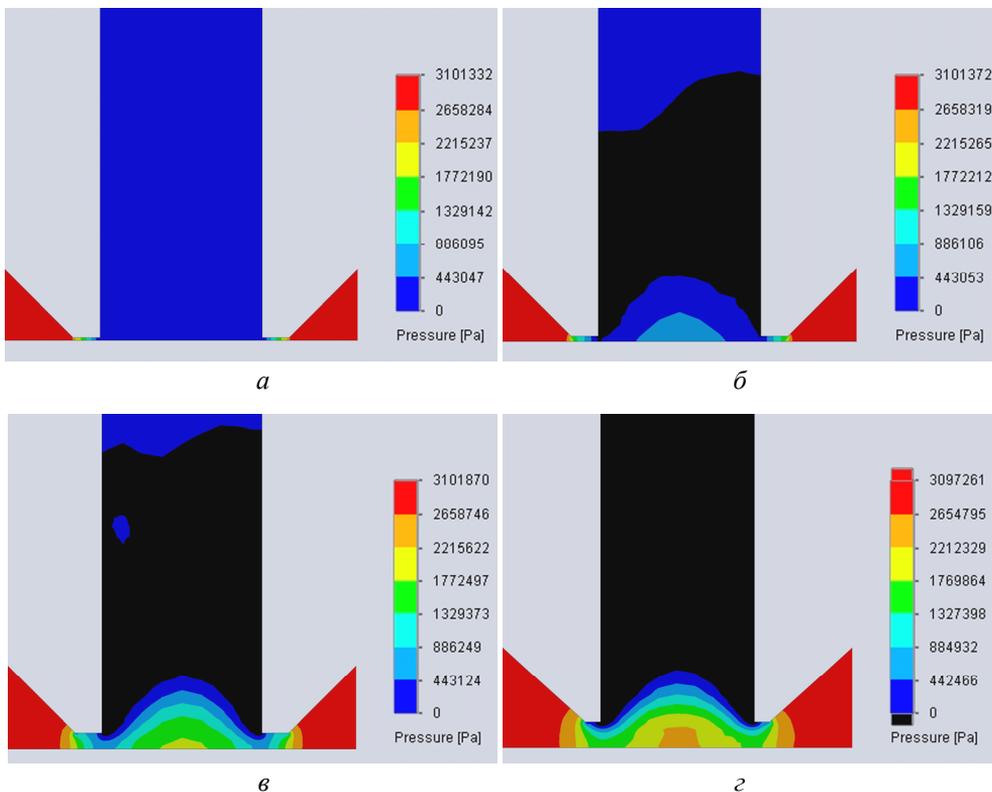


Рис. 9. Пример распределения давления по току жидкости при входном давлении 3 МПа и различных величинах зазоров: a – 0,05 мм; $б$ – 0,1 мм; $в$ – 0,3 мм; $г$ – 0,5 мм; цветовая шкала градации давления приведена в паскалях (Па)

В примерах, представленных на рис. 8, черным цветом выделены области, в которых получаемое расчетное давление ниже нуля. Это вызвано наличием локальных вихрей, образующихся из-за сжатия струи потока при входе в отверстие сопла.

По результатам проведенных численных экспериментов были получены картины течения жидкости в регулируемом дросселе сопло – заслонка и распределения давления по току жидкости, численные значения расходов жидкости, соответствующих задаваемым перепадам давления на входе и выходе дросселя сопло – заслонка и расстояния между заслонкой и соплом.

Обобщение результатов расчетов для различных условий течения приведены на рис. 10 в виде графиков распределения давления на поверхности заслонки.

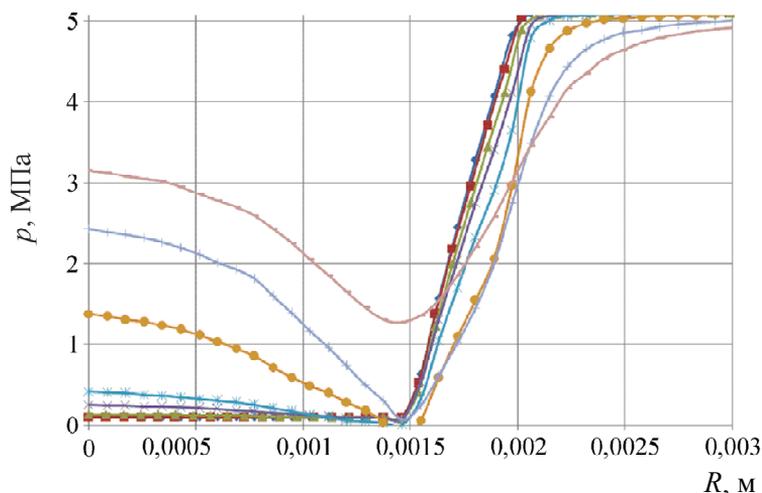


Рис. 10. График распределения давления p в проекции на заслонку в зависимости от расстояния от центра сопла R при различных величинах зазоров: \blacklozenge 0,01 мм; \blacksquare 0,02 мм; \blacktriangle 0,03 мм; \blacktimes 0,04 мм; \star 0,05 мм; \bullet 0,1 мм; $+$ 0,2 мм; \circ 0,3 мм

При зазорах, меньших 0,05 мм, и перепаде давления на устройстве, равном 50 бар, в кольцевом канале между заслонкой и торцом сопла образуется поток с линейной зависимостью перепада давления от расхода.

На рис. 11 представлены графики, характеризующие сопротивление сопло – заслонка. Как видно из рис. 11, основное дросселирование потока происходит в щелевом канале (в диапазоне от 0,002 до 0,015 м),

причем чем выше входное воздействие в виде перепада давления, тем выше скорость в канале и, как следствие, падение давления на выходе из канала. Возрастание графиков на участке от 0,015 м до 0 вызвано торможением потока.

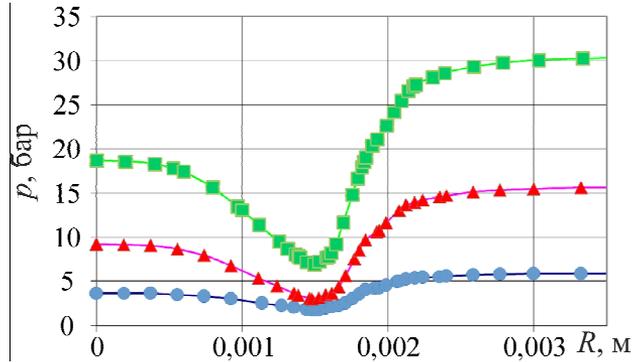


Рис. 11. Распределение давления p в зависимости от радиуса заслонки R при зазоре 0,3 мм для различных величин перепада давления: ● 5 бар; ▲ 15 бар; ■ 30 бар

При направлении потока жидкости от сопла к заслонке основное дросселирование потока происходит в кольцевой щели площадью

$$f = \pi d_c h, \quad (4)$$

где d_c – диаметр отверстия сопла [2]. А при течении жидкости от заслонки к соплу, как видно из рис. 11, дросселирование потока начинается в момент прохождения кольцевого канала диаметром d_t . Основные потери давления приходятся на расстояние между диаметром торца сопла и диаметром отверстия сопла в кольцевом щелевом зазоре высотой h .

Последующее снижение давления потока (при попадании в отверстие сопла) вызвано локальным разгоном жидкости. Таким образом, в расчетах площадь дросселирующей кольцевой щели будем принимать $f = \pi d_t h$.

Были проведены расчеты для различных твердотельных моделей, которые отличались друг от друга расстоянием между заслонкой и соплом. Расстояние задавалось в двух диапазонах: первый диапазон – от 0,01 до 0,05 мм с постоянным шагом 0,01 мм; второй – от 0,1 до 0,5 мм с постоянным шагом 0,1 мм. Остальная геометрия проточной части твердотельной модели исследуемого переменного сопротивления сопло – заслонка оставалась постоянной. Для каждой твердотельной модели зада-

вались граничные условия, представляющие собой давление, подводимое со стороны заслонки, и давление в канале сопла. При этом давление, подводимое со стороны заслонки, задавалось равным 5; 10; 30; 50 бар. Давление в канале сопла приравнялось к давлению слива и равнялось атмосферному. Так, граничным условием для сопротивления типа сопло – заслонка являлся перепад давления при его известной геометрии. Результатами данных расчетов явилось нахождение расхода жидкости, протекающего через сопротивление типа сопло – заслонка и обеспечивающего соответствующий перепад давления, заданный как граничные условия.

На основании полученных данных были построены гидравлические расходно-перепадные характеристики сопротивления типа сопло – заслонка для различных величин зазора между соплом и заслонкой и зависимость расхода от величины проходного сечения (рис. 12 и 13 соответственно).

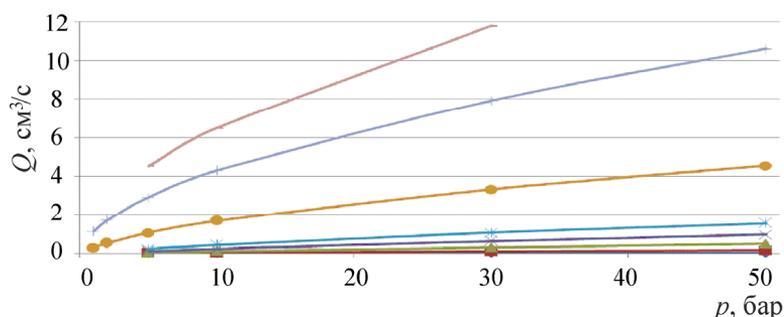


Рис. 12. Расходно-перепадные характеристики сопротивления типа сопло – заслонка для различных значений зазоров: ◆ 0,01 мм; ■ 0,02 мм; ▲ 0,03 мм; ✕ 0,04 мм; * 0,05 мм; ● 0,1 мм; + 0,2 мм; ○ 0,3 мм

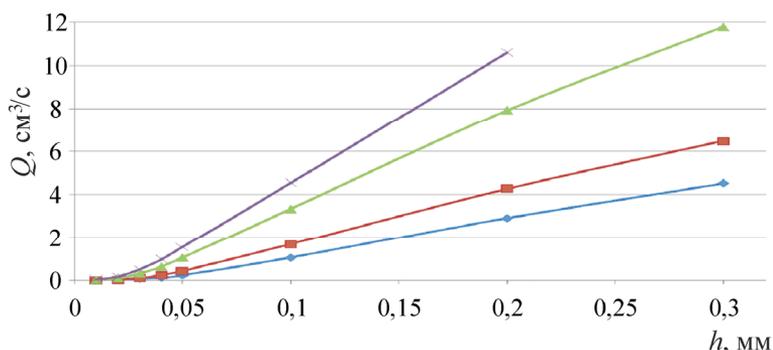


Рис. 13. Зависимость расхода Q от зазора между соплом и заслонкой h при фиксированных значениях перепада давлений: ◆ 5 бар; ■ 10 бар; ▲ 30 бар; ✕ 50 бар

На основе данных, полученных в результате численного эксперимента, были рассчитаны числа Рейнольдса и величины коэффициента расхода μ , включающего в себя множество трудноопределимых параметров, таких как коэффициент сжатия струи, коэффициенты местных сопротивлений внутренних каналов исследуемой конструкции и т.п., с помощью формул

$$\mu = \frac{Q}{f \cdot \sqrt{2\Delta p/\rho}}, \quad Re = \frac{Q \cdot h}{f \cdot \nu}. \quad (5)$$

По рассчитанным значениям построены зависимости коэффициента расхода от числа Рейнольдса и от величины проходного сечения (рис. 14 и 15 соответственно).

По результатам анализа расходно-перепадных характеристик устройства сопло – заслонка сделаны выводы о том, что для значений зазоров, меньших 0,05 мм, зависимость между расходом, протекающим через щелевой канал, и перепадом давления на этом канале линейна, а при зазорах, больше или равных 0,05 мм, перепад давления становится пропорционален квадрату расхода. Зона линейности зависимости перепада давления от расхода заканчивается при числах $Re = 50...60$, далее зависимость перепада давления от расхода становится квадратичной.

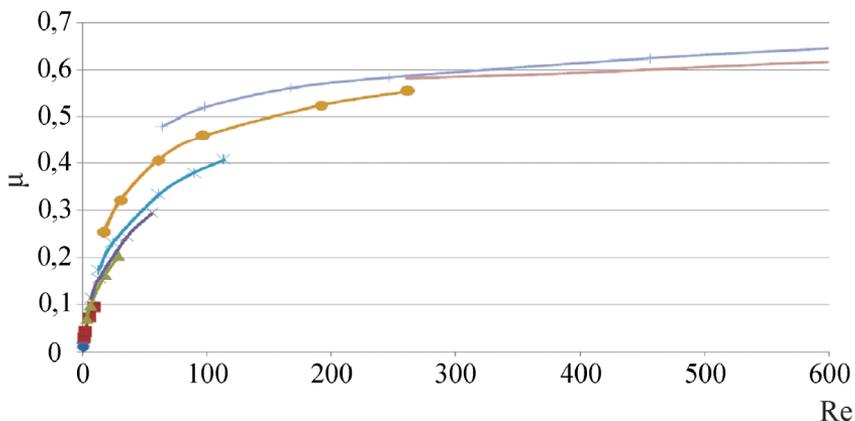


Рис. 14. Зависимости коэффициента расхода μ от числа Рейнольдса Re для различных значений зазоров: \blacklozenge 0,01 мм; \blacksquare 0,02 мм; \blacktriangle 0,03 мм; \blacktimes 0,04 мм; \blackstar 0,05 мм; \bullet 0,1 мм; \oplus 0,2 мм; — 0,3 мм

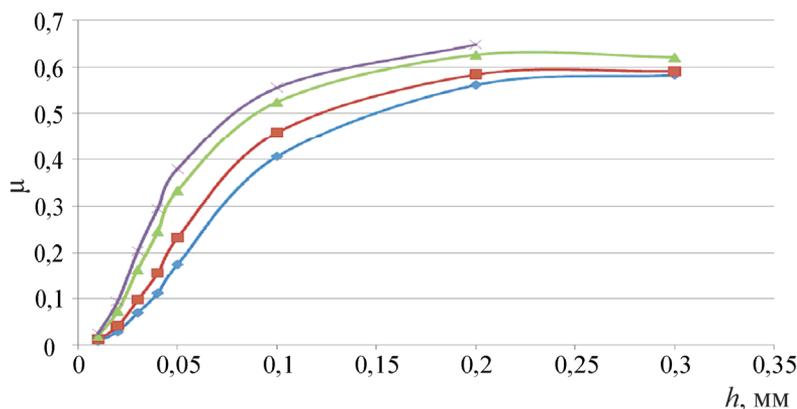


Рис. 15. Зависимости коэффициента расхода μ от зазора между соплом и заслонкой h при фиксированных значениях перепада давлений:

— 5 бар; — 10 бар; — 30 бар; — 50 бар

Представленные графики (см. рис. 14, 15) показывают, что коэффициент расхода с увеличением числа Рейнольдса и величины зазора между соплом и заслонкой асимптотически стремится к постоянной величине, примерно равной 0,6–0,65. Это значение чаще всего предлагается как ориентировочное для проведения предварительных конструкторских расчетов [1, 2, 12] для больших проходных сечений устройства сопло – заслонка и является постоянной величиной для 60 % хода заслонки (в диапазоне от 0,2 до 0,5 мм), однако для малых щелевых зазоров изменение коэффициента расхода велико (см. рис. 15). По виду кривые (см. рис. 14, 15) ближе к результатам, получаемым при исследовании клапанов с коническим запирающим элементом (конусом), чем получаемым при проливке сопротивлений сопло – заслонка [13].

С помощью пакета численного моделирования были получены значения силы, действующей на поверхность заслонки (рис. 16). Как видно из рис. 16, в диапазоне малых чисел Re и зазоре 0,01–0,04 мм силовое воздействие увеличивается, так как увеличивается общий уровень давления в дросселирующем канале. При зазорах больших или равных 0,05 мм возрастают скорости течения, меняется режим течения жидкости в щелевом зазоре, увеличивается угол поворота потока при вхождении его в отверстие сопла, что влечет за собой увеличение гидродинамической силы, направленной от заслонки к соплу и уменьшающей суммарное усилие, действующее на заслонку (см. рис. 16).

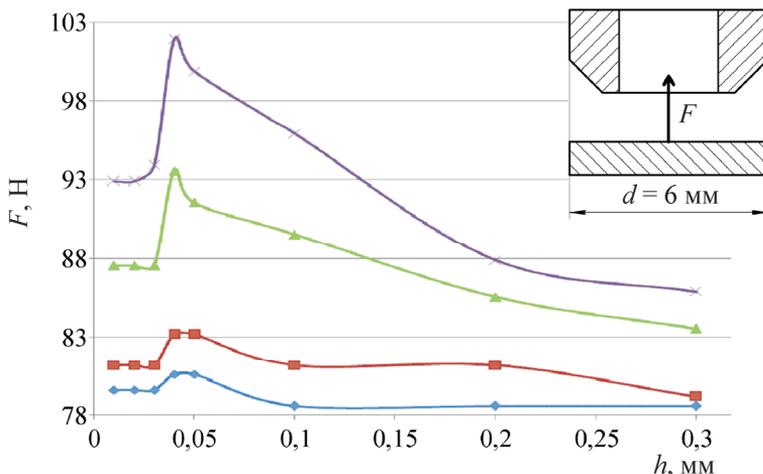


Рис. 16. Зависимость силы F , действующей на заслонку, от величины щелевого зазора между соплом и заслонкой h для различных значений перепадов давления: \blacklozenge 5 бар; \blacksquare 10 бар; \blacktriangle 30 бар; \blacktimes 50 бар

Таким образом, в результате проведенных исследований была получена схема разбиения модели на ячейки, количество и размеры которых приводят к получению наиболее реальной картины течения по результатам сравнения (верификации) с опубликованными экспериментальными данными. Рассчитаны характеристики устройства сопло – заслонка при заданных значениях номинального расхода и давления, что позволило на данном этапе отказаться от дорогостоящих натуральных экспериментов. Применение данной методики позволит, изменяя параметры проточной части (введение радиусов скруглений, конусности сопла и т.п.), скорректировать гидравлические и силовые характеристики устройства.

Библиографический список

1. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
2. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
3. Бутенко А.Г. Численное моделирование течения жидкости в камере смешения центрального эжектора // Тр. Одес. политехн. ун-та. – 2004. – Вып. 2 (22). – С. 241–245.
4. Головки И.Н., Лапухина Н.М. Исследование течения малосжимаемой среды через дросселирующее устройство регулируемого типа «сопло – за-

слонка» с использованием МКЭ // Тр. XXXII науч. конф. аспирантов / Гомель. гос. техн. ун-т им. П.О. Сухого. – Гомель, 2012. – С. 63–65.

5. Лапин И.Н. Постановка вычислительного эксперимента газодинамической задачи для исследования воздушной модели выхлопного диффузора баростенда // Вестник Перм. нац. исслед. политехн. ун-та. Аэрокосмическая техника. – 2012. – № 33. – С. 98–108.

6. Морозов И. Оценка возможностей ANSYS CFX для расчета параметров течения рабочего тела в сопле ЖРД // ANSYS Advantage / НИЦ КЭ СГАУ. – Самара, 2009. – № 11. – С. 24–28.

7. Станков Б., Печенюк А. Применение системы инженерного анализа FlowVision для решения прикладных задач гидродинамики судна // САПР и графика. – 2006. – С. 50–56.

8. Ушаков В. Анализ обтекания тел с отрывом потока в системе SolidWorks/FloWorks // CAD/CAM/CAE Observer. – 2003. – № 3 (12). – С. 2–9.

9. Численное моделирование потоков в струйно-золотниковом гидросилителе / К.А. Широкова, В.А. Целищев, Д.В. Целищев, Ш.Р. Галлямов // Вестник Уфим. гос. авиац. техн. ун-та. – 2008. – Т. 11, № 2(29). – С. 55–60.

10. Алямовский А.А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике. – СПб.: БХВ-Петербург, 2009. – 1028 с.

11. Павлов С., Береза Ю. К вопросу о классификации МСАЕ-систем // CAD/CAM/CAE Observer. – 2009. – № 1 (45). – С. 64–69.

12. Башта Т.М. Гидравлические следящие приводы. – М.: Машгиз, 1960. – 283 с.

13. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.

References

1. Gamynin N.S. *Gidravlicheskiy privod sistem upravleniya* [Hydraulic drive of control systems]. Moscow: Mashinostroenie, 1972. 376 p.

2. Chuprakov Yu.I. *Gidroprivod i sredstva gidroavtomatiki* [Hydraulic actuator and hydroautomatic equipment]. Moscow: Mashinostroenie, 1979. 232 p.

3. Butenko A.G. *Chislennoe modelirovanie techeniya zhidkosti v kamere smesheniya tsentralnogo ezhektora* [Numerical modeling of liquid flow in the mixing chamber of central ejector]. *Trudy Odesskogo politekhnicheskogo universiteta*, 2004, no. 2 (22), pp. 241-245.

4. Golovko I.N., Lapukhina N.M. *Issledovanie techeniya maloszhimaemoy sredy cherez drosseliruyushchee ustroystvo reguliruemogo tipa «soplo-zaslonka» s ispolzovaniem MKE* [Research of flow of compressible oil medium through controlled throttling device of nozzle-gate type with using FEM]. *Trudy XXXII nauchnoy konferentsii aspirantov. Gomel: Gomelskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet imeni P.O. Sukhogo*, 2012, pp. 63-65.

5. Lapin I.N. *Postanovka vychislitel'nogo eksperimenta gazodinamicheskoy zadachi dlya issledovaniya vozduшной модели vykhlopного diffuzora barostenda* [Formulation of the gas-dynamic task computing experiment to research the air model of barometric stand exhaust diffuser]. *Vestnik Permskogo natsionalnogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika*, 2012, no. 33, pp. 98-108.

6. Morozov I. *Otsenka vozmozhnostey ANSYS CFX dlya rascheta parametrov techeniya rabocheго tela v soпле ZhRD* [Assessment of opportunities of ANSYS CFX for calculation of working body flow parameters in the nozzle of liquid rocket engine]. *ANSYS Advantage. Samarskiy gosudarstvennyy aviatsionnyy institut*, 2009, no. 11, pp. 24-28.

7. Stankov B., Pechenyuk A. *Primenenie sistemy inzhenerного analiza FlowVision dlya resheniya prikladnykh zadach gidrodinamiki sudna* [Application of FlowVision engineering analysis system for the solution of applied problems of ship hydrodynamics]. *SAPR i grafika*, 2006, pp. 50-56.

8. Ushakov V. *Analiz obtekaniya tel s otryvom potoka v sisteme SolidWorks/FloWorks* [The analysis of flow around a bodies with flow separation in SolidWorks]. *CAD/CAM/CAE Observer*, 2003, no. 3 (12), pp. 2-9.

9. Shirokova K.A., Tselishchev V.A., Tselishchev D.V., Gallyamov Sh.R. *Chislennoe modelirovanie potokov v struyno-zolotnikovom gidrousilitele* [Numerical modeling of streams in the jet hydraulic booster]. *Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviatsionnogo tekhnicheskogo universiteta*, 2008, vol. 11, no. 2(29), pp. 55–60.

10. Alyamovskiy A.A. *SolidWorks 2007/2008. Kompyuternoe modelirovanie v inzhenerной практике* [Computer modeling in engineering practice]. St. Petersburg: BHV-Peterburg, 2009. 1028 p.

11. Pavlov S., Bereza Yu. *K voprosu o klassifikatsii MCAE-sistem* [On the issue of MCAE systems classification]. *CAD/CAM/CAE Observer*, 2009, no. 1 (45), pp. 64-69.

12. Bashta T.M. *Gidravlicheskie sledyashchie privody* [The hydraulic tracking drive]. Moscow: Mashgiz, 1960. 283 p.

13. Bashta T.M. *Mashinostroitel'naya gidravlika* [Machine-building hydraulics]. Moscow: Mashinostroenie, 1971. 672 p.

Об авторах

Лернер Дмитрий Львович (Челябинск, Россия) – аспирант кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы» ФГБОУ ВПО ЮУрГУ (454080, г. Челябинск, пр. Ленина, 76, e-mail: lernerdl@yandex.ru).

About the authors

Lerner Dmitriy Lvovich (Chelyabinsk, Russian Federation) – Doctoral student, Department of Hydraulics and Hydropnevmosystems, South Ural State University (National Research University) (76, Lenin av., Chelyabinsk, 454080, Russian Federation, e-mail: lernerdl@yandex.ru).

Получено 24.07.2013