

ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИМ ИМПУЛЬСНЫМ РЕАКТОРОМ БР-К1

А. Н. Ганичев, Н. И. Волокитин, Н. И. Москвин

ФГУП «РФЯЦ-ВНИИЭФ», г. Саров Нижегородской обл.

Статья поступила в редакцию 14.06.2019, после доработки – 28.09.2019, принята к публикации – 04.10.2019

Рассмотрен пневматический привод, предназначенный для перемещения рабочего органа системы управления импульсного ядерного реактора БР-К1. Проведен анализ различных конструктивных схем высокоскоростных пневматических систем. Выбран наиболее перспективный вариант конструктивной схемы, отвечающий требуемым параметрам. Представлена обобщенная модель, описывающая режим работы предпочтительной схемы. Выполнен расчет данной схемы. Результаты расчетов хорошо согласуются с результатами испытаний.

Ключевые слова: импульсный реактор, система управления и защиты, пневматическая система.

PNEUMATIC DRIVE FOR ACTUATING MECHANISM OF RESEARCH PULSED REACTOR BR-K1 CONTROL SYSTEM / A. N. GANICHEV, N. I. VOLOKITIN, N. I. MOSKVIN // The pneumatic systems aimed at controlling the pulsed nuclear reactor BR-K1 system tool moving are presented. High-speed pneumatic systems of different design are analyzed. The most promising design version meeting the required parameters is selected. The generalized model describing the operation mode of the preferred design system is presented. The calculation of this model is carried out. The results of calculations are in good agreement with the test results.

Key words: pulsed reactor, control and protection system, pneumatic system.

Введение

БР-К1 представляет собой многоцелевую ядерно-физическую установку, предназначенную как для апробации элементов концептуального проекта двухсекционного бустера-реактора «Каскад» (БР-К) с односторонней нейтронной связью секций, так и для проведения различных облучательных экспериментов в режимах аperiодического импульсного реактора и бустера совместно с ускорителем ЛИУ-30 [1]. Активная зона (АЗ) реактора имеет форму полого цилиндра с горизонтально ориентированной центральной осью. Основой структуры АЗ являются пять автономных бло-

ков, представляющие собой глубоко подкритичные сборки кольцевых элементов из делящегося материала, заключенные в герметичные чехлы из нержавеющей стали.

В [2] рассмотрены основные направления модернизации установки БР-К. Так, одной из целей модернизации является обеспечение возможности генерирования импульса делений на мгновенных нейтронах полушириной ~ 550 мкс с энерговыделением за импульс $\sim 3 \cdot 10^{18}$ дел. Данное улучшение необходимо для проведения импульсного облучения сразу после статического или облучения объекта, имеющего собственный нейтронный фон.

Применение штатного импульсного блока (ИБ) для генерации импульса облучения потребует высоких энергетических затрат на разгон и торможение системы, которые в свою очередь приведут к высоким динамическим нагрузкам на реакторный стенд [3].

В [3] проведен поиск технических решений, в которых использован быстрый импульсный блок (БИБ), размещенный во внутренней полости АЗ реактора. Блок является комбинацией материалов с гомогенной или гетерогенной структурой, замедляющих быстрые нейтроны и поглощающих медленные нейтроны. Блок при перемещении из АЗ преобразует отрицательную введенную реактивность в положительную. Данное решение позволяет сохранить функцию ИБ и реализовать требуемые параметры импульса. Быстрый импульсный блок имеет массу не более 1,5 кг и установлен на исполнительном механизме (ИМ), обеспечивающем его перемещение вдоль оси активной зоны реактора.

Выбор пневматической системы в качестве привода быстрого перемещения определяется ее свойствами и рядом преимуществ, присущих пневматическим системам. Более подробно вопрос применения пневматических систем в качестве органов регулирования исследовательских ядерных установок рассмотрен в [4].

Цель настоящей работы заключается в получении оптимальных геометрических и газодинамических параметров пневмосистемы.

Задачи, решаемые в данной работе:

– поиск и разработка принципиальной схемы работы пневматического механизма, отвечающей требуемым параметрам работы системы, которая работает в условиях радиационного воздействия (отсутствие уплотнений из резиновой смеси);

– построение обобщенной модели, описывающей режимы работы данной схемы пневматического механизма комбинированного действия как при разгоне, так и при торможении;

– определение параметров работы привода при различных вариантах принципиальных схем;

– проведение расчета пневматического механизма и получение геометрических характеристик системы;

– проведение макетных испытаний.

Разработка принципиальных схем работы пневмоприводов и построение соответствующих обобщенных расчетных моделей

При разработке конструкции пневмопривода были определены три типовые схемы (рис. 1). Первые две схемы описаны в [4]. В схеме номер три (рис. 1, в) воздух подается из ресивера в основную магистраль, через тройник распределяется и попадает в рабочую и выхлопную полости. Для построения математической модели данной схемы введем расчетную схему пневматического механизма, которая изображена на рис. 2.

При построении обобщенной расчетной модели пневмоцилиндра приняты следующие допущения: газ является идеальным, процесс течения газа из полости в полость адиабатический, теплообмен с окружающей средой отсутствует, трение между штоком и крышкой, поршнем и цилиндром отсутствует. Потеря давления воздуха в трубопроводе и местных сопротивлениях учтена с помощью постоянного коэффициента расхода [4], который, кроме того, учитывает изменение формы струи при истечении, скорость подхода воздуха к отверстию и другие факторы. В отличие от [5], где учитывается нестационарное течение газовой среды по конечному цилиндрическому трубопроводу готовой конструкции длиной 25 метров, в рассмотренном случае выполняется расчет пневматического механизма для определения оптимальной конструкции на стадии проектирования без учета нестационарного течения по трубопроводу от ресивера до пневмоцилиндра протяженностью один метр и без учета влияния местного сопротивления на потерю давления воздуха при проходе через электропневмоклапан.

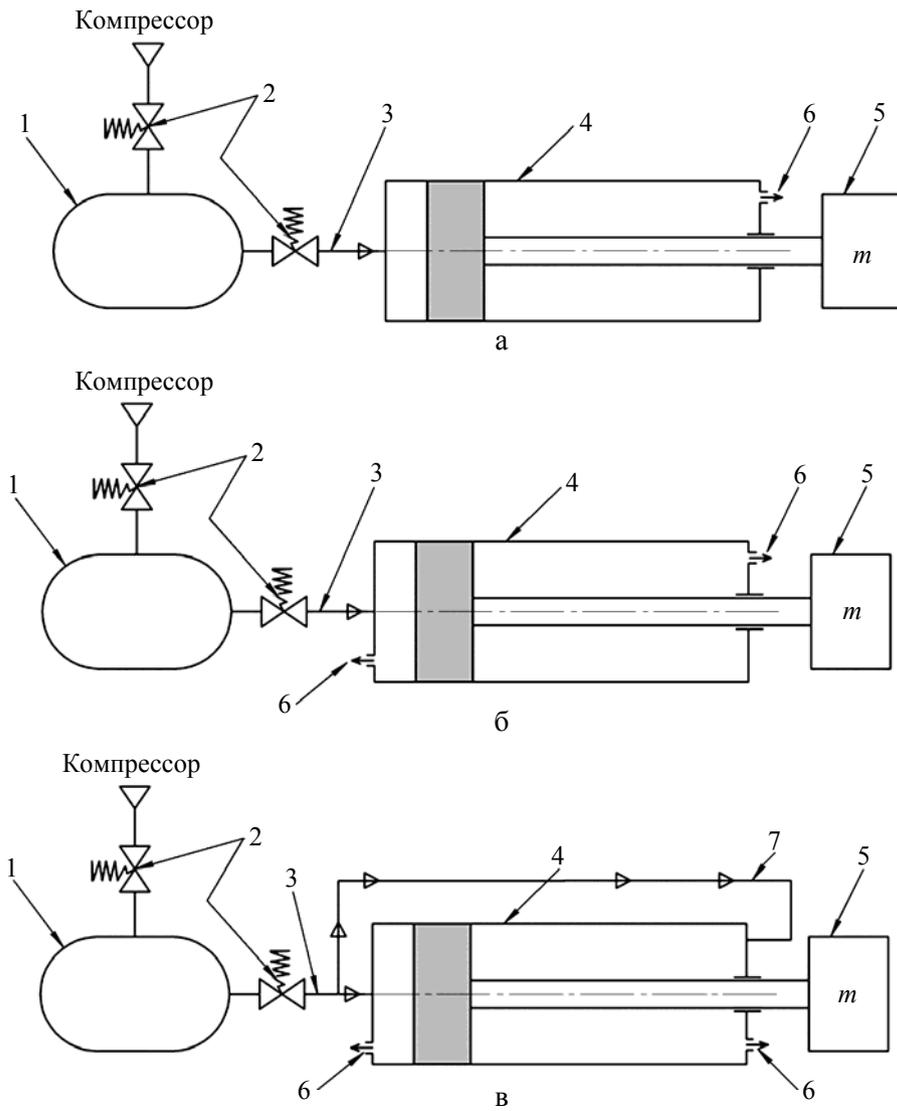


Рис. 1. Принципиальная схема пневматического механизма в исполнении I (а); II (б); III (в):
 1 – ресивер; 2 – электропневмоклапан; 3 – трубопровод; 4 – пневмоцилиндр; 5 – подвижная масса;
 б – выход в атмосферу; 7 – обводной канал

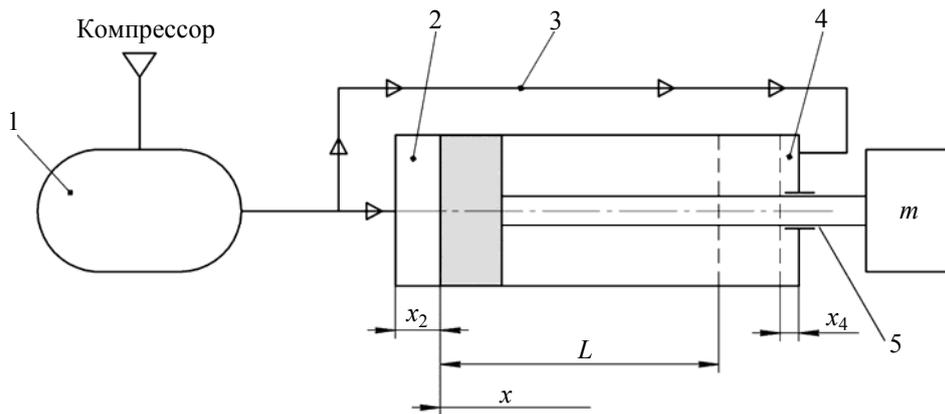


Рис. 2. Расчетная схема пневматического механизма с обводным каналом – исполнение III:
 1 – ресивер; 2 – рабочая полость цилиндра; 3 – обводной канал; 4 – выхлопная полость;
 5 – окружающая среда

Дифференциальные уравнения для параметров газа расчетной схемы рис. 2 взяты в [4]:

– для полости ресивера

$$\begin{cases} \frac{d\rho_1}{dt} = -\frac{1}{V_1}(G_{1-2} + G_{1-4}), \\ \frac{dp_1}{dt} = -\frac{k-1}{V_1}(\varepsilon_{1-2} + \varepsilon_{1-4}); \end{cases} \quad (1)$$

– для рабочей полости цилиндра

$$\begin{cases} \frac{d\rho_2}{dt} = \frac{1}{F_2(x_2 - x)}(G_{1-2} - G_{2-4}), \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{k-1}{F_2(x_2 + x)}(\varepsilon_{1-2} - \varepsilon_{2-4}) - \frac{k}{(x_2 + x)}p_2 \frac{dx}{dt}; \end{cases} \quad (2)$$

– для выхлопной полости

$$\begin{cases} \frac{d\rho_4}{dt} = \frac{1}{F_4(L + x_4 - x)}(G_{1-4} + G_{2-4} - G_{4-5}), \\ \frac{dp_4}{dt} = \frac{k}{(L + x_4 - x)}p_4 \frac{dx}{dt} + \\ + \frac{k-1}{F_4(L + x_4 - x)}(\varepsilon_{1-4} + \varepsilon_{2-4} - \varepsilon_{4-5}), \end{cases} \quad (3)$$

где

$$G_{j-i} = \mu_{j-i} f_{j-i} \varphi \left(\frac{p_i}{p_j} \right) \sqrt{\frac{2k}{k-1}} p_j \rho_j;$$

$$\varepsilon_{j-i} = \frac{k}{k-1} G_{j-i} \frac{p_j}{\rho_j};$$

$$\varphi \left(\frac{p_i}{p_j} \right) = \begin{cases} 0,2588 & \text{при } \frac{p_i}{p_j} \leq 0,528, \\ \sqrt{\left(\frac{p_i}{p_j} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_i}{p_j} \right)^{\frac{k+1}{k}}} & \text{при } \frac{p_i}{p_j} > 0,528. \end{cases}$$

Здесь p – давление газа в полостях; V_1 – объем ресивера; k – показатель адиабаты; f – площадь проходного сечения; F_2 , F_4 – эффективная площадь поршня со стороны рабочей и выхлопной полостей; L – ход поршня; x_2 , x_4 – начальная и конечная координаты поршня; x – текущая координата; ρ – плотность газа. G_{2-4} , G_{4-5} , G_{1-2} , G_{1-4} – расход газа через кольцевой зазор «поршень–цилиндр»

из полости 2 в полость 4, «шток–крышка» из полости 4 в атмосферу 5, из полости 1 в полость 2 и из полости 1 в полость 4 соответственно. Так как зазоры между штоком и крышкой, поршнем и цилиндром измеряются в микрометрах, то режим течения газа в капиллярной щели принимается ламинарным, поэтому расчет по определению расхода проводят с использованием уравнения Пуазейля [4]

$$G = \frac{\pi ds^3 \rho}{12l\eta} \Delta p,$$

где d – средний диаметр щели; s – ширина щели; l – длина капиллярной щели (высота поршня или толщина уплотнения в крышке штока); η – динамическая вязкость газа; Δp – перепад давления по длине капилляра. μ_{1-2} , μ_{1-4} , μ_{4-5} – коэффициент расхода между ресивером и полостью 2, ресивером и полостью 4, полостью 4 и атмосферой соответственно.

Согласно [6] значение коэффициента расхода сжимаемого газа определяется функцией от суммарного гидравлического сопротивления на соответствующем участке,

$$\mu = f(\zeta_{j-i}) = f(\zeta_{\text{сумм}}) = f(\zeta_{\text{тр}} + \zeta_{\text{м}}),$$

где $\zeta_{\text{тр}}$ – коэффициент сопротивления трения при движении жидкости (газа) по протяженному трубопроводу; $\zeta_{\text{м}}$ – коэффициент местного сопротивления.

Суммарное гидравлическое сопротивление ζ_{1-2} можно представить в виде суммы двух местных сопротивлений: сопротивления на входе газа в трубопровод и на выходе из него и сопротивления на трение при движении по трубопроводу согласно рис. 3,

$$\zeta_{1-2} = \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{тр}} + \zeta_{\text{вых}}.$$

Сопротивление трения при движении по трубопроводу при числах Рейнольдса более 2000 [6] равно

$$\zeta_{\text{тр}} = \frac{\lambda l}{2Du},$$

где λ – коэффициент трения частиц воздуха в трубе, l – длина трубопровода, Du – внутренний диаметр трубопровода.

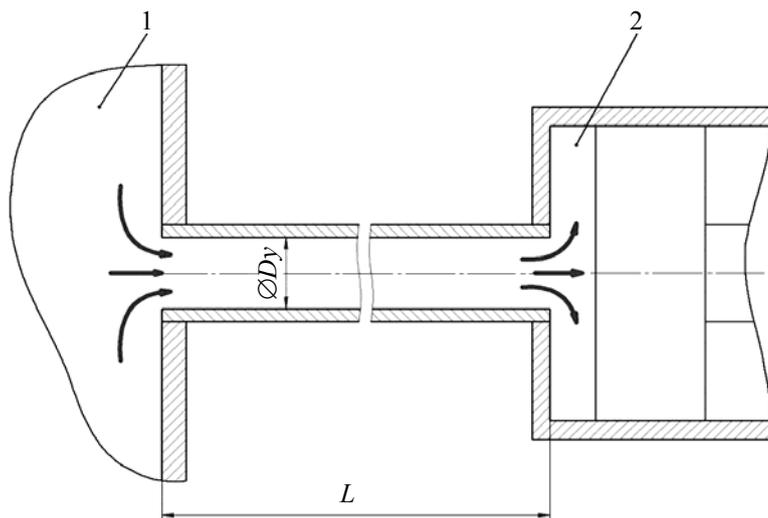


Рис. 3. Схема движения газа из ресивера в рабочую полость цилиндра:
1 – ресивер; 2 – рабочая полость цилиндра

Значения коэффициента трения колеблются в типовых пневмоприводах в пределах 0,01–0,04 в зависимости от шероховатости стенок, диаметра и материала трубы.

Зависимости местных сопротивлений от чисел Рейнольдса широко освещены в [7].

Суммарное гидравлическое сопротивление при движении газа из выхлопной полости в атмосферу определяется только местным сопротивлением, которое зависит от вида и формы выхлопного отверстия [7].

Суммарное гидравлическое сопротивление при движении газа в обводном канале согласно рис. 4 определяется как

$$\zeta_{1-4} = \zeta_{вх} + \zeta_{тр} + \zeta_{вых} + 4\zeta_{поворот}$$

где $\zeta_{поворот}$ – местное сопротивление при повороте потока газа на 90° .

Уравнение движения поршня пневматического механизма имеет вид

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = p_2 F_2 - p_4 F_4, \quad (4)$$

где m – масса подвижных частей системы.

Система уравнений (1–4) представляет расчетную модель пневматического механизма исполнения III (см. рис. 1,б). Для решения данной системы рекомендуется использовать ЭВМ, а результаты расчетов вывести в виде матрицы и графиков, чтобы наглядно оценить влияние тех или иных геометрических характеристик. Блок-схема программного кода изображена на рис. 5.

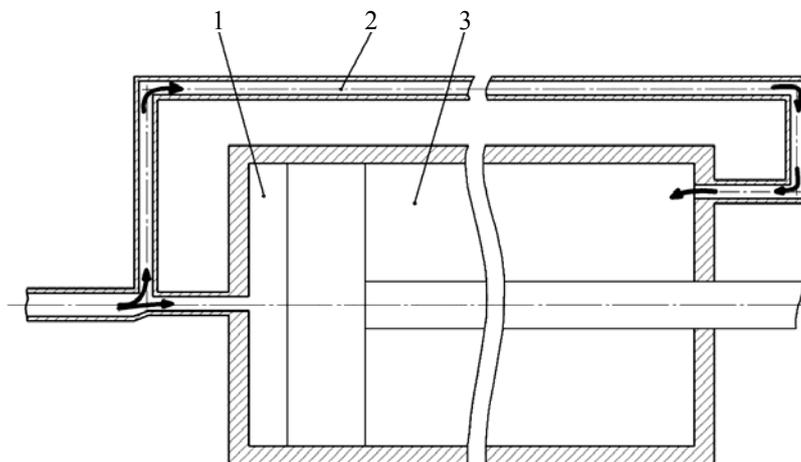


Рис. 4. Схема движения газа из ресивера в рабочую полость цилиндра: 1 – рабочая полость цилиндра; 2 – обводной канал; 3 – выхлопная полость

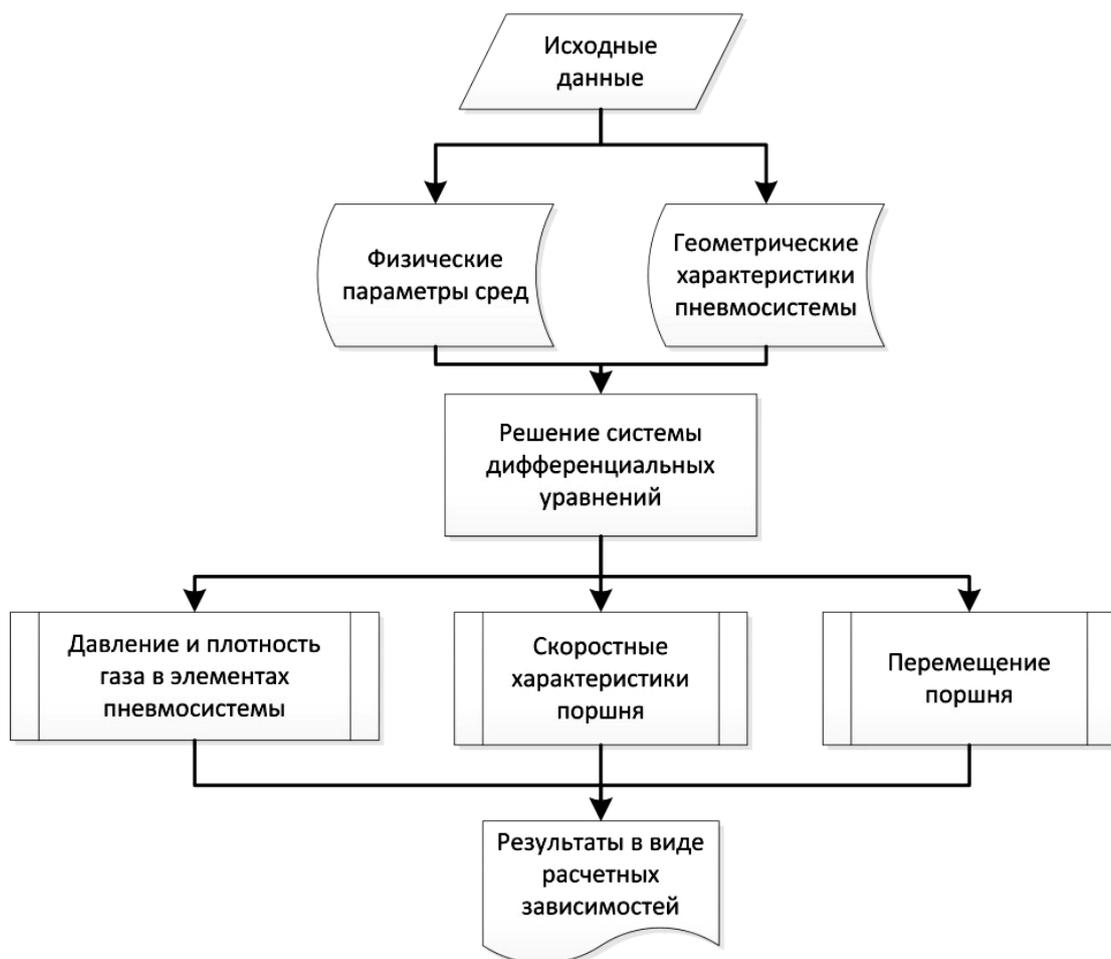


Рис. 5. Блок-схема программного кода

Постановка задачи

В режиме генерации импульса ИМ должен обеспечить скорость РО $9 \pm 0,9$ м/с на 200 мм хода с плавной остановкой в конце хода [3]. Для решения поставленной задачи использованы пневматические механизмы, принципиальные схемы которых изображены на рис. 1. По результатам расчетов выделена схема, в большей степени обеспечивающая выполнение заданных требований, с последующей корректировкой ее параметров. Для объективности анализа все схемы имеют одинаковые геометрические и физические параметры:

$m = 3$ кг – масса подвижных частей (включая массу штока и поршня);

$L = 250$ мм – ход поршня;

$p = 2,0$ МПа – давление в ресивере;

$V_1 = 3$ л – объем ресивера;

$D_{\text{поршня}} = 50$ мм;

$D_{\text{штока}} = 20$ мм;

$L_{\text{поршня}} = 50$ мм – высота поршня;

$l = 22$ мм – линейный размер уплотнения «шток – пневмоцилиндр»;

$D_y = 10$ мм – диаметр магистральных труб;

$l_{\text{тр}} = 1$ м – длина трубопровода от ресивера до пневмоцилиндра;

$l_{\text{ок}} = 0,5$ м – длина обводного канала;

$J = 1200$ Н – усилие срыва РО из исходного положения.

Расходные коэффициенты для пневмосистемы выбирались согласно суммарным гидравлическим сопротивлениям по зависимости [6].

В парах «поршень – пневмоцилиндр», «шток – пневмоцилиндр» использована ходовая посадка $\frac{H7}{e8}$, т. е. максимальные значения зазора между «поршнем – пневмоцилиндром»

$$114 \text{ мкм} \left(\frac{50^{+0,025}}{50^{-0,05}_{-0,089}} \right), \text{ «штоком – пнев-} \\ \text{моцилиндром» } 94 \text{ мкм} \left(\frac{20^{+0,021}}{20^{-0,04}_{-0,073}} \right) [8].$$

Последовательно рассмотрим каждый из вариантов исполнения принципиальных схем пневмомеханизма (см. рис. 1) подробно.

Результаты расчета пневматических механизмов различных вариантов исполнения принципиальных схем пневмомеханизма

Вариант исполнения I схемы принципиальной (см. рис. 1,а). Диаметр выхлопного отверстия равен в одном случае $D_{\text{вых}} = 7$ мм, в другом $D_{\text{вых}} = 3$ мм. Результат расчета представлен на рис. 6. Как видно из графика, пневмоцилиндр с выхлопным отверстием диаметром 7 мм разгоняет БИБ до скорости более 8,7 м/с на 200 мм хода. После достижения указанной скорости БИБ несколько затормаживается и на скорости $\approx 5,6$ м/с происходит удар поршня о стенку пневмоцилиндра. При диаметре выхлопного отверстия 3 мм скорость на 200 мм хода составляет 7,7 м/с. Удар о стенку пневмоцилиндра происходит на скорости 2 м/с.

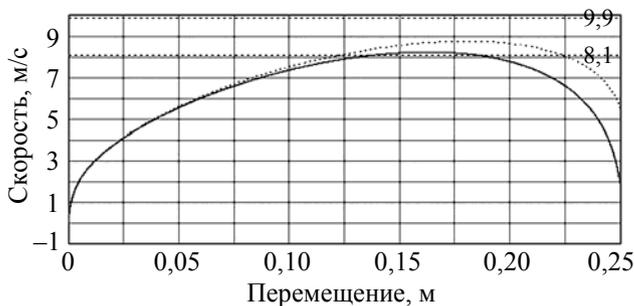


Рис. 6. Зависимость скорости поршня от перемещения: – с выхлопным отверстием 7 мм; — — с выхлопным отверстием 3 мм. Вариант исполнения I

Вариант исполнения II схемы принципиальной (см. рис. 1,б). Диаметр выхлопного от-

верстия в одном случае равен $D_{\text{вых}} = 3$ мм, в другом $D_{\text{вых}} = 7$ мм. Диаметр дополнительного выхлопного отверстия (поз. б) в обоих случаях равен $D_{\text{доп. вых}} = 5$ мм. Дополнительное отверстие позволяет сбросить давление в рабочей полости цилиндра, в результате чего энергия удара падает, но вместе с тем падает скорость на 200 мм хода. При выхлопном отверстии 7 мм скорость на 200 мм хода составит $\approx 8,1$ м/с, при выхлопном отверстии 3 мм – $\approx 7,7$ м/с. Результат расчета представлен на рис. 7.

Энергия удара остается по-прежнему значительной. Это связано с низким давлением в выхлопной полости. Поэтому рассмотрим вариант, когда часть воздуха подается в выхлопную полость из ресивера.

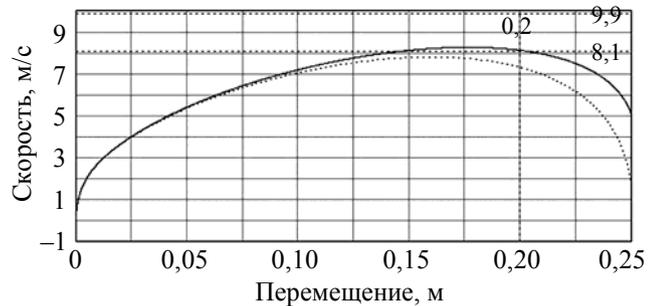


Рис. 7. Пневмоцилиндр с дополнительным выхлопным отверстием диаметром 5 мм. Зависимость скорости поршня от перемещения: – с выхлопным отверстием 3 мм; — — с выхлопным отверстием 7 мм. Вариант исполнения II

Вариант исполнения III схемы принципиальной (рис. 8). Воздух подается в выхлопную полость по трубке $D = 5$ мм (поз. 5) через тройник, включенный в основную магистраль. Диаметр газовой магистрали до тройника $D_u = 14$ мм, после $D_u = 10$ мм. Диаметр выхлопного отверстия равен 7 мм. В данном исполнении системы намеренно не используется дополнительный электропневмоклапан в виду сложности его синхронизации с системой управления цилиндра, к тому же включение дополнительного оборудования увеличивает вероятность отказа всей системы, что недопустимо.

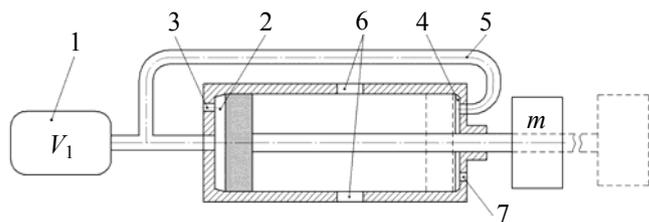


Рис. 8. Расчетная схема пневматического цилиндра с дополнительным дросселем (исполнение III): 1 – ресивер; 2 – рабочая полость цилиндра; 3 – дополнительное выхлопное отверстие; 4 – выхлопная полость цилиндра; 5 – обводной канал; 6 – выхлопные окна; 7 – выхлопное отверстие

Из графика рис. 9 видно, что с дополнительным выхлопным отверстием (диаметр 5 мм) скорость на 200 мм упала до 2,9 м/с (не соответствует требованиям). Давление в выхлопной полости пневмоцилиндра очень высокое и не позволяет разогнаться поршню до необходимой скорости. Отсюда следует, что дополнительное выхлопное отверстие необходимо заменить на выхлопные окна и целесообразно их расположить в позиции 200 мм (поз. 6 на рис. 8). Это позволит интенсивней сбрасывать давление из выхлопной полости в момент движения поршня от (0 до 200) мм, тем самым разгонять его до необходимой скорости и затормаживать на участке от 200 мм до конечной точки, поскольку давление в рабочей полости сбрасывается через эти дополнительные отверстия.

В качестве исходных данных было принято количество выпускных окон равным 4. Проходная площадь окон эквивалентна отверстиям диаметром 10 мм, расположенным на 200 мм, проходное сечение обводного канала равно 5 мм. После расчета получены следующие данные: скорость на 200 мм равна 9,2 м/с.

Применение в данной расчетной схеме (см. рис. 9) обратного клапана на обводном канале, исключающего перетекание газа из выхлопной полости в рабочую, не оказывает влияния на рабочие характеристики системы, а лишь вносит дополнительное гидравлическое сопротивление и усложняет конструкцию системы.

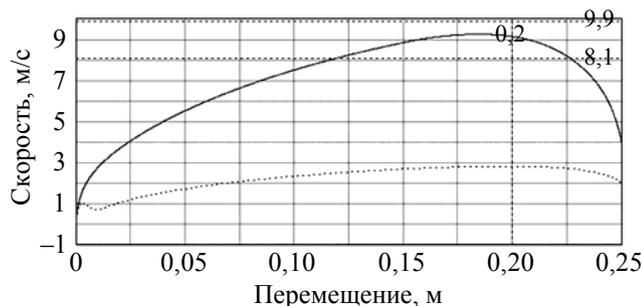


Рис. 9. Пневмоцилиндр с обводным каналом. Зависимость скорости поршня от перемещения: – с доп. выхлопным отверстием 5 мм; — — с выхлопными окнами без доп. выхлопных отверстий. Вариант исполнения III

Выбор оптимальной принципиальной схемы

По результатам расчетов две системы показали приемлемые результаты (скорость РО $9 \pm 0,9$ м/с на 200 мм хода):

- вариант исполнения I схемы принципиальной с выхлопным отверстием 7 мм (см. рис. 6);

- вариант исполнения III схемы принципиальной с выхлопными окнами (см. рис. 9).

Однако вариант III схемы принципиальной с выхлопными окнами противоречит требованиям безопасности реакторной установки, так как за счет подачи в выхлопную полость сжатого воздуха из ресивера для обеспечения плавного торможения имеется вероятность отскока поршня в исходное положение, что является недопустимым. Возможна установка дополнительных защелок, которые будут обеспечивать фиксацию поршня в крайнем положении, однако имеется вероятность отказа защелок либо недоход поршня до них. Также следует отметить, что вариант исполнения III является конструктивно более сложным, что априори снижает безопасность его использования.

Результат расчета пневматической системы с принципиальной схемой II варианта (см. рис. 1,б) показал характеристики, схожие с вариантом I, и проводить оптимизационный расчет данной расчетной схемы нецелесообразно.

Дальнейший поиск оптимальных параметров пневматических систем проведен для варианта пневматической системы I. Напомним, что задача заключается в поиске параметров пневматической системы, позволяющей разогнать БИБ массой 3 кг (включая массу поршня и штока) до 9 м/с на 200 мм хода с плавной остановкой в конце хода.

Судя по скоростным характеристикам (см. рис. 6), подвижная часть пневмосистемы не успевает остановиться на столь коротком участке (50 мм), поэтому целесообразно тормозной путь увеличить до 100 мм. К тому же эффективная площадь поршня, на которую воздействует сжатый газ, больше в рабочей полости цилиндра, чем в выхлопной. Поэтому необходимо изменить алгоритм работы системы, т. е. осуществить принцип втягивания штока, а не выталкивания, и увеличить диаметр поршня.

Так поиск требуемых геометрических характеристик системы показал, что необходимая длина рабочего хода поршня составила 297 мм, а диаметр поршня 90 мм. Это осуществимо для пневмосистемы с двумя выхлопными отверстиями диаметром 4 мм и одним отверстием диаметром 4,5 мм. Объем ресивера должен составить 3 л. На рис. 10 и 11 изображены графики зависимостей перемещения поршня от времени, скорости от перемещения при давлениях в ресивере 0,4; 0,9; 1,2 и 1,5 МПа.

Из графика рис. 11 видно, две кривые отвечают требованиям поставленной задачи, когда давление в ресивере находится в диапазоне от 1,2 до 1,5 МПа. При давлении в ресивере 1,2 МПа осцилляция в конце хода поршня минимальна, и удар о стенку происходит на минимальной скорости, что благоприятно сказывается на надежности.

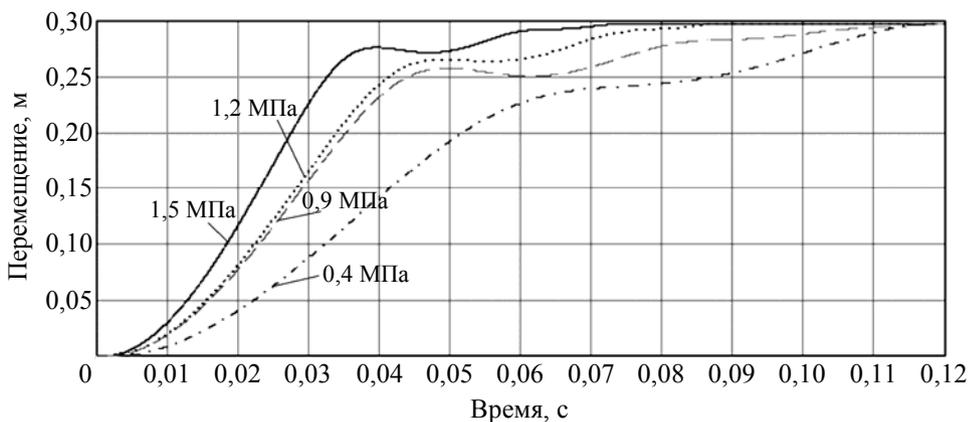


Рис. 10. Зависимость перемещения поршня от времени

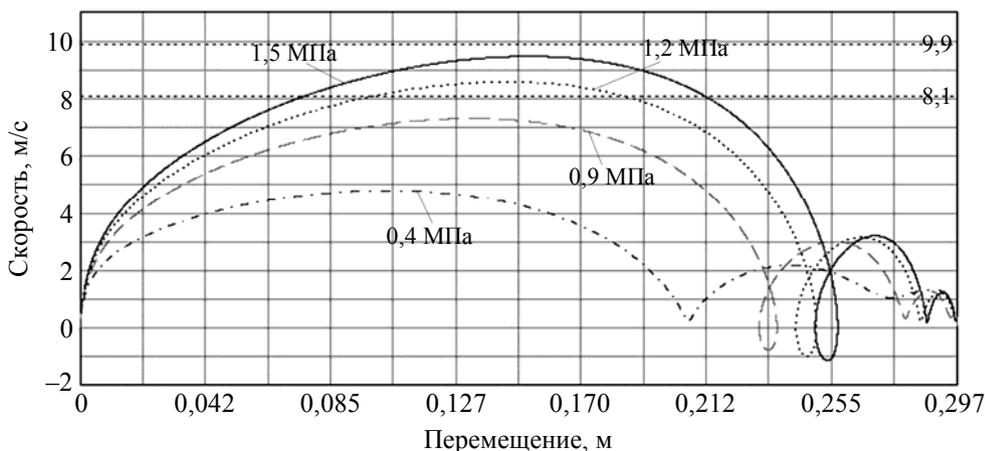


Рис. 11. Зависимость скорости поршня от перемещения

Проведение макетных испытаний

Для подтверждения правильности расчетов проведены макетные испытания привода БИБ на специально созданном испытательном стенде. В ходе испытаний проведены серии экспериментов для различных значений давления воздуха в ресивере. Результаты расчетов хорошо согласуются с результатами испытаний: по результатам расчетов максимальная скорость поршня пневмопривода БИБ составила 10,6 м/с, по результатам испытаний – 10,1 м/с, – что говорит о правильности проведенных расчетов. Незначительные расхождения результатов объясняются использованием ряда допущений при расчете, неточностями при изготовлении пневмопривода БИБ, а также неидеальными условиями испытаний.

Заключение

Построена обобщенная расчетная модель, описывающая режимы работы пневматического механизма комбинированного действия. Проведен анализ различных конструктивных исполнений принципиальных схем пневматических систем и выбран предпочтительный вариант исполнения. Выполнен расчет данного варианта и получены основные геометрические характеристики системы. Результаты расчетов хорошо согласуются с макетными испытаниями.

Список литературы

1. Босамыкин В. С., Малинкин А. А., Колесов В. Ф. и др. Конструкция и физико-технические характеристики бустер-реактора БР-К1 // ВАНТ. Сер. Физика ядерных реакторов. 1996. Вып. 1. С. 3–12.

2. Девяткин А. А., Воронцов С. В., Колесов В. Ф. и др. Пути модернизации БР-К1 для работы в импульсном режиме // Труды межотраслевой научной конференции «Импульсные реакторы: история создания и перспективы использования» / Под ред. С. В. Воронцова. – Саров: ФГУП «РФЯЦ-ВНИИЭФ», 2016. Т. 2. С. 54–64.

3. Кошелев А. С., Никитин И. А., Хоружий В. Х. Быстрый импульсный блок для модернизируемого реактора БР-К1 // Там же. С. 65–70.

4. Никитин И. А. Пневматические исполнительные механизмы рабочих органов системы управления и защиты импульсных ядерных реакторов // ВАНТ. Сер. Физика ядерных реакторов. 2007. Вып. 2. С. 47–58.

5. Никитин И. А. Особенности конструкции и расчета пневматического исполнительного механизма импульсного реактора // ВАНТ. Сер. Физика ядерных реакторов. 2016. Вып. 4. С. 124–134.

6. Герц Е. В. Динамика пневматических систем машин. – М.: Машиностроение, 1985. 256 с.

7. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

8. Мягков В. Д. Допуски и посадки. Справочник. – М.: Машиностроение, 1966, 772 с.

Контактная информация –

Ганичев Андрей Николаевич,
нач. конструкторской группы ИЯРФ,
РФЯЦ-ВНИИЭФ,
e-mail: otd4@expd.vniief.ru

Вопросы атомной науки и техники. Сер. Физика ядерных реакторов, 2019, вып. 4, с. 154–163.