

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОЛЬЦЕВОГО УПРУГОГО КЛАПАНА, УПРАВЛЯЮЩЕГО ВЫПУСКОМ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЯ ИЗ РАБОЧЕЙ КАМЕРЫ ПНЕВМОУДАРНОЙ МАШИНЫ

Александр Юрьевич Примычкин

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки «Институт горного дела им. Н.А. Чинакала» СО РАН, 630091, Россия, г. Новосибирск, Красный проспект, 54, кандидат технических наук, научный сотрудник, тел. 8(383)205-30-30 доп. 112, e-mail: 808@nn.ru

В работе рассмотрен один из перспективных запорно-регулирующих элементов системы воздухораспределения пневмоударных машин — кольцевой упругий клапан (КУК). Этот элемент позволяет снизить энергопотребление пневматических устройств. Рассмотрены неблагоприятные сочетания факторов, препятствующих движению клапана, необходимого для герметизации рабочей камеры. Приведена методика расчета упругого клапана, управляющего выпуском энергоносителя из камеры обратного хода пневмоударной машины, которая позволяет на этапе проектирования определить основные геометрические размеры клапанного устройства, обеспечивающего стабильный автоколебательный цикл пневмоударной машины с заданными энергетическими характеристиками.

Разработанная методика применялась при модернизации системы воздухораспределения кольцевой ударной машины (КУМ), предназначенной для погружения в грунт стержневых элементов. Испытания полученного образца в производственных условиях подтвердили прирост энергетических показателей по сравнению с ранее выпускаемыми машинами аналогичного типа.

Ключевые слова: пневматическая ударная машина, воздухораспределение, рабочий цикл, рабочая камера, кольцевой упругий клапан

DESIGNING ANNULAR ELASTIC VALVE THAT CONTROLS AIR EXHAUST FROM WORKING CHAMBER OF PNEUMATIC IMPACT MACHINE

Alexander Yu. Primyckin

Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences, 54, Krasny prospect, Novosibirsk, 630091, Russia, Ph. D., Researcher, phone: 8(383)205-30-30 add.112, e-mail: 808@nn.ru

The paper considers one of the promising shut-off and control elements of the air distribution system of pneumatic impact machines — an annular elastic valve (CUV). This element allows you to reduce the energy consumption of pneumatic devices. Unfavorable combinations of factors that hinder the movement of the valve necessary for sealing the working chamber are considered. The paper presents a method for calculating the elastic valve that controls the release of energy from the return chamber of the pneumatic impact machine, which allows determining the main geometric dimensions of the valve device at the design stage, which provides a stable self-oscillating cycle of the pneumatic impact machine with the specified energy characteristics.

The developed technique was used in the modernization of the air distribution system of the ring impact machine (KUM), designed for immersion of rod elements in the ground. Tests of the resulting sample in production conditions confirmed the increase in energy performance compared to previously produced machines of a similar type..

Keywords: pneumatic impact machine, air distribution, duty cycle, working chamber, annular elastic valve

Введение

Во многих отраслях горнодобывающей промышленности и строительства широко используются пневматические машины ударного действия [1 – 4]. С их помощью выполняются многие виды работ — от закручивания гаек до бурения горных пород. С позиции механики эти машины представляют собой автоколебательную систему, в которой, как правило, ударная масса (ударник) обеспечивает в конце рабочего и обратного хода изменение направления результирующей активных сил на обратное. Технически это происходит за счет открытия им каналов для впуска или выпуска сжатого воздуха из соответствующих рабочих камер. Наряду с ударником в системе воздухораспределения используются золотниковые и клапанные устройства. Они непосредственно осуществляют открытие и закрытие каналов, питающих сжатым воздухом рабочие камеры машины, и отличаются тем, как перемещается запорный элемент относительно сопрягаемой рабочей поверхности.

Пневматические машины, в системах воздухораспределения которых используются указанные типы запорных элементов, имеют вековую историю и успешно применяются в настоящее время. Вместе с тем появляются и принципиально новые решения. Одно из перспективных направлений развития пневмоударных машин — использование в системе воздухораспределения упругого запорно-регулирующего элемента (клапана).

Внимание к кольцевому упругому клапану как элементу системы управления автоколебательным режимом работы пневмоударного привода обусловлено его конструктивными достоинствами — простотой, компактностью, высокой пропускной способностью при малом перемещении [5].

Для обеспечения расчетных энергетических параметров и экономичности пневмоударной машины необходима четкая работа воздухораспределительной системы. Моменты открытия и закрытия проходных каналов ударником определяются взаимным расположением окон и кромок на деталях ударного узла. Эти параметры закладываются при изготовлении машины и в процессе работы остаются неизменными. Основная трудность при конструировании клапанной системы воздухораспределения — назначение параметров упругих клапанов, от которых зависит их стабильное функционирование [6-8].

Цель исследования — разработка методики расчета основных геометрических размеров клапанного устройства, позволяющего обеспечить стабильный автоколебательный цикл пневмоударной машины с заданными энергетическими характеристиками.

Методы и материалы

Исходными данными для расчета являются давления в предклапанной p_1 и заклапанной камере p_2 , при которых клапан должен сработать, и модуль упругости E материала, из которого он будет изготавливаться. Давление срабатывания

назначается из условия обеспечения рабочего цикла пневмоударной машины с заданными энергетическими параметрами (энергия удара, частота, ударная мощность). Самым быстрым и наименее трудозатратным методом определения требуемых давлений p_1 и p_2 считается имитационное моделирование в программных продуктах, таких как, например, ITI SimulationX, Simulink и т.д [9, 10].

Результаты

Исходя из принципа работы упругого клапана, управляющего выпуском, наибольшую опасность представляет раннее открытия, т.е. кольцо упругого клапана может сжаться до момента открытия выхлопных окон. Это может происходить вследствие чрезмерно интенсивного падения давления в камере перед клапаном $p_{1\delta}$ (рис.1а) [11].

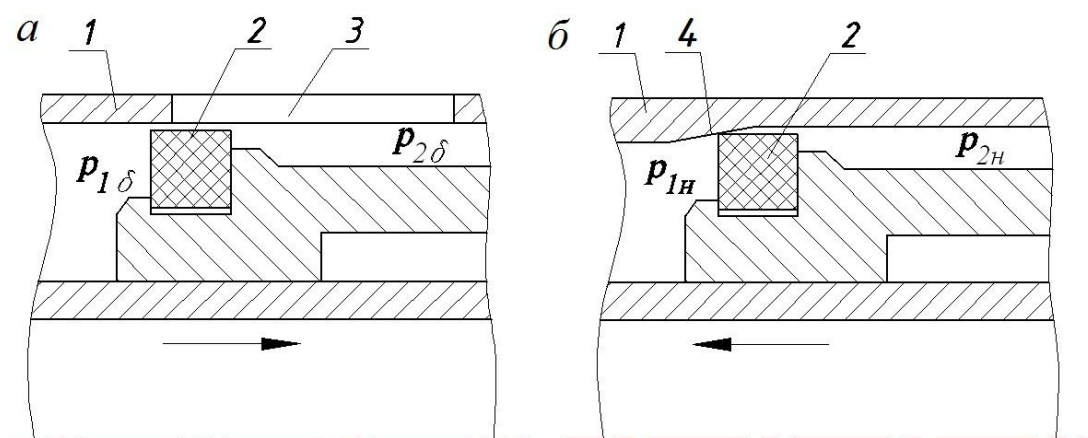


Рис. 1. Схема к определению параметров упругого клапана:

а — открытие; б — закрытие; 1 — цилиндр; 2 — кольцевой упругий клапан; 3 — выхлопное окно, 4 — конический участок.

Условие удержания клапана в закрытом состоянии до открытия выхлопных окон:

$$p_{1\delta}(1 - Z_{\delta})br + (p_{1\delta} - p_{2\delta})r\varphi_b hf > \frac{Es}{r} + p_{\delta}^*(1 + Z_{\delta})br, \quad (1)$$

где $p_{1\delta}$ — давление в камере перед клапаном; $p_{2\delta}$ — давление в камере за клапаном; ε_{δ} — максимальное растяжение клапана, f — коэффициент трения клапана о бурт, b, h, r, s, Z_{δ} — высота, ширина, средний радиус, площадь поперечного сечения и геометрическая жесткость клапана в растянутом состоянии, φ_b — коэффициент высоты, E, f — модуль упругости и коэффициент трения материала об опорный бурт.

С учетом того, что давление за клапаном (в выхлопной камере) близко к атмосферному $p_{2\delta} = 0$, формула (1) может быть записана в виде:

$$p_{1\delta}(1 - Z_{\delta}) + p_{\delta}\varphi_b f > 2E\varepsilon_{\delta}Z_{\delta} + 0,5kp_{1\delta}(1 + Z_{\delta}), \quad (2)$$

где k – коэффициент среднего давления [12].

Коэффициента k для выпускного клапана:

$$k = A + B \cdot e^{-C \cdot \delta}, \quad (3)$$

где A, B, C – коэффициенты [12].

$$A = 0,27 + 1,84\Delta p - 1,5\Delta p^2, \quad B = 1,14 - 1,6\Delta p + 1,3\Delta p^2, \quad C = 2,57 - 4,8\Delta p + 3,8\Delta p^2. \quad (4)$$

Условие удержания клапана:

$$Z_{\delta} < \frac{1 - 0,5k + \varphi_b f}{\frac{2E\varepsilon_{\delta}}{p_{1\delta}} + 0,5k + 1}. \quad (5)$$

В таком случае геометрическая жесткость упругого клапана в свободном состоянии будет определяться из соотношения:

$$Z_o < \frac{1 - 0,5k + \varphi_b f}{\frac{2E\varepsilon_{\delta}}{p_{1\delta}} + 0,5k + 1} \cdot \frac{1 + \varepsilon_{\delta}}{1 - \nu\varepsilon_{\delta}}. \quad (6)$$

где ν — коэффициент Пуассона для материала клапана.

Другую опасность при работе выпускного клапана представляет возможность раннего закрытия, т.е. при движении ударника вперед клапан может прижаться к внутренней поверхности цилиндра 4 и перекрыть вытеснение воздуха из камеры обратного хода, создавая “воздушную подушку” (рис.1б).

Условие удержания клапана в открытом состоянии:

$$p_{1н}(1 - Z_{н})br < \frac{Es}{r} + p_{н}^*(1 + Z_{н})br + (p_{1н} - p_{2н})r\varphi_b hf, \quad (7)$$

где $p_{1н}$ – давление в камере перед клапаном, требуемое для закрытия; $p_{2н}$ – давление за клапаном; $\varepsilon_{н}$ – предварительное растяжение клапана.

С учетом того, что давление за клапаном (в выхлопной камере) близко к атмосферному $p_{2\delta} = 0$, формула (7) может быть записана в виде:

$$p_{1н}(1 - Z_{н}) > 2E\varepsilon_{н}Z_{н} + 0,5kp_{1н}(1 + Z_{н}) + p_{1н}\varphi_b f. \quad (8)$$

Геометрическая жесткость кольца будет определяться как:

$$Z_n > \frac{1 - 0,5k - \varphi_b f}{\frac{2E\varepsilon_n}{P_{1n}} + 0,5k + 1}. \quad (9)$$

В таком случае геометрическая жесткость упругого клапана в свободном состоянии будет определяться из соотношения:

$$Z_o > \frac{1 - 0,5k - \varphi_b f}{\frac{2E\varepsilon_n}{P_{1n}} + 0,5k + 1} \cdot \frac{1 + \varepsilon_n}{1 - \nu\varepsilon_n}. \quad (10)$$

Окончательно, параметр Z_o принимается таким, чтобы он удовлетворял условиям (6) и (10). В случае, если это невозможно, или геометрическая жесткость имеет слишком малое значение, можно изменить форму клапана или добавить фаску [12].

В таком случае условия (6) и (10) будут иметь вид:

$$Z_o < \frac{1 - 0,5k\gamma_\phi + \varphi_b f}{\frac{2E\varepsilon_\delta}{P_{1\delta}} + 0,5k\gamma_\phi + 1} \cdot \frac{1 + \varepsilon_\delta}{1 - \nu\varepsilon_\delta}, \quad (11)$$

$$Z_o > \frac{1 - 0,5k\gamma_\phi - \varphi_b f}{\frac{2E\varepsilon_n}{P_{1n}} + 0,5k\gamma_\phi + 1} \cdot \frac{1 + \varepsilon_n}{1 - \nu\varepsilon_n}, \quad (12)$$

где k_ϕ – коэффициент, учитывающий влияние фаски [12].

$$\gamma_\phi = 1 - \tilde{l}_\phi (1,05 - 0,2\delta), \quad (13)$$

где \tilde{l}_ϕ – относительная длина фаски.

После окончательного выбора Z_o рассчитываются следующие конструктивные параметры клапана [11]:

- высота и ширина клапана на оправке:

$$h_n = d_n Z_o \frac{1 - \nu\varepsilon_n}{1 + \varepsilon_n}; \quad b_n = \varphi_b h_n, \quad (14)$$

- наружный диаметр оправки:

$$d_{оп} = d_n - h_n, \quad (15)$$

- внутренний диаметр цилиндра:

$$D = d_n + h_n + 2\delta, \quad (16)$$

- размеры клапана в свободном состоянии. Они необходимы для производства клапана, если он изготавливается точением, или проектирования пресс-формы, если клапан изготавливается методом термической вулканизации.

Средний диаметр клапана в свободном состоянии:

$$d_o = \frac{d_n}{1 + \varepsilon_n}. \quad (17)$$

Высота и ширина клапана в свободном состоянии:

$$h_o = d_o Z_o, \quad b_o = \varphi_b h_o. \quad (18)$$

Внутренний и наружный диаметр клапана в свободном состоянии:

$$d_{en} = d_o - h_o, \quad d_{нар} = d_o + h_o. \quad (19)$$

Для апробации разработанной методики было рассчитано клапанное устройство для кольцевой ударной машины КУМ42-1К.

Разработка модифицированного погружателя стержневых элементов диаметром до 42 мм связана с потребностью повысить эффективность проведения работ по укреплению откосов котлованов и инъектированию грунтовых оснований [13-16].

Исходные данные для расчета:

- срабатывание на открытие: $p_{1\delta} = 0,28$ МПа, $p_{2\delta} = 0$.
- срабатывание на закрытие: $p_{1н} = 0,1$ МПа, $p_{2н} = 0$.

При первоначальной компоновке клапанного устройства конструктивно были приняты: средний диаметр клапана на оправке $d_n = 109$ мм, величина клапанной щели $\delta = 2$ мм, предварительный натяг $\varepsilon_n = 0,05$, коэффициент ширины клапана $\varphi_b = 1$, в качестве материала принята резина В14 с модулем упругости $E = 8$ МПа.

Клапанное устройство, параметры которого определены по разработанной методике показаны на рис. 2а. Основными размерами являются: диаметр оправки 96 мм и диаметр цилиндра 126 мм. Этих размеров необходимо придерживаться при проектировании ударника и корпуса пневматической машины. Параметры упругого кольца в свободном состоянии представлены на рис. 2б. Эти размеры необходимы для изготовления клапана точением из листовой резины или проектирования пресс-формы, в случае если для изготовления принят метод термической вулканизации [17, 18].

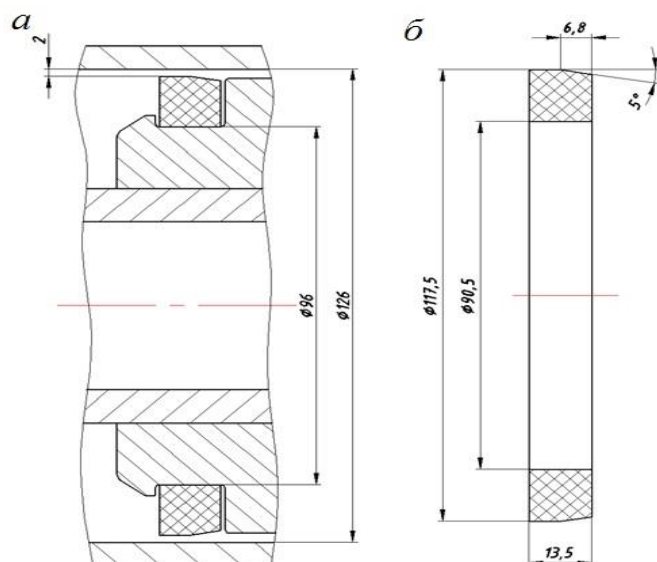


Рис. 2. Клапанное устройство кольцевой ударной машины (а) и параметры клапана в свободном состоянии (б)

Обсуждение

Результаты расчетов положены в основу при создании кольцевой ударной машины КУМ42-1К (рис. 3). Машина обеспечивает погружение стержней диаметром от 16 до 42 мм. Ее энергетические характеристики и их сравнение с параметрами ранее созданной и наиболее близкой по ударной мощности машины ПУМ-65 [19, 20] представлены в таблице 1.

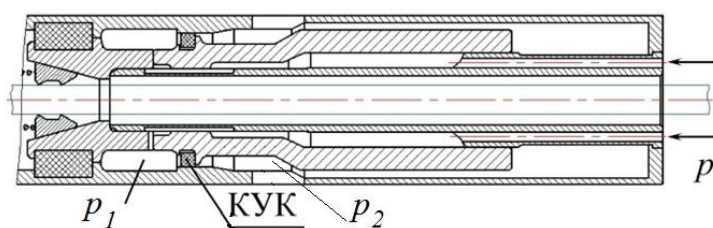


Рис. 3. Схема машины КУМ42-1К

Таблица 1

Сравнение параметров ПУМ-65 и КУМ42-1К

Параметр	ПУМ-65	КУМ42-1К	Δ , %
Ударная мощность W , кВт	1,8	1,74	-3
Частота ударов ν , Гц	9,3	10,3	+10
Удельный расход q , м ³ /(кВт·с)	0,04	0,028	-30
Масса, кг	65	50	-23

Машина КУМ42-1К прошла промышленные испытания на строительных объектах г. Новосибирска. Было забито более 2 тыс. гибких стержневых элементов диаметром 26 мм на глубину от 6 до 12 м.

Заключение

Установленные зависимости и разработанная методика расчета позволяют определять конструктивные параметры клапанного устройства с эластичным кольцевым воздухораспределительным элементом, управляющим выпуском энергоносителя из рабочей камеры пневмоударной машины в атмосферу.

Испытания кольцевой ударной машины КУМ42-1К в производственных условиях доказали, что введение кольцевого упругого клапана в систему воздухораспределения позволяет снизить энергопотребление машины до 30% при неизменных энергетических характеристиках ударного узла (энергия удара, мощность).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абраменков Э. А. Классификация основных признаков пневматических механизмов машин ударного действия // Строительство и архитектура. 1979, №8. - с.157 – 163.
2. Абраменков Э. А, Петреев А.М. Принципиальные схемы и основные признаки бесклапанных пневмоударных механизмов // Ручные пневматические машины ударного действия с пониженной вибрацией. - Новосибирск. Изд. ИГД СО АН СССР. 1974. - с. 11 – 23.
3. Репин А.А., Кокоулин Д.И., Алексеев С.Е., Карпов В.Н., Шахторин И.О. Малогабаритный пневмоударник для направленного бурения глубоких скважин в подземных условиях угольных шахт // IV Международная научно-практическая конференция «Перспективы инновационного развития угольных регионов России».- Прокопьевск 2014.
4. Есин Н.Н. Методика исследования и доводки пневматических молотков. Новосибирск. Редакционно-издательский отдел Сибирского отделения АН СССР. 1965.
5. Петреев, А.М., Воронцов Д.С., Примычкин А.Ю. Кольцевой упругий клапан в пневмоударных машинах // ФТПРПИ – 2010. №4. – с. 56 – 65.
6. Харламов Ю.П., Примычкин А.Ю. Методика расчета циркуляционной системы кольцевого погружного пневмоударника // Сборник материалов международной научной конференции «Интерэкспо Гео-Сибирь 2015». Т6. - Новосибирск. 2018. – с. 237–246.
7. Петреев, А.М., Примычкин А.Ю. Влияние типа системы воздухораспределения на энергетические показатели пневмоударного узла кольцевой ударной машины // ФТПРПИ – 2015. №3. – с. 117 – 123.
8. Примычкин, А. Ю., Тимонин В.В., Кондратенко А.С. Определение параметров системы воздухораспределения с упругим клапаном для погружного пневмоударника // Труды научной конференции с участием иностранных ученых «Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук». ТIII. – Новосибирск. 2016. – с. 114 – 119.
9. Примычкин А.Ю. Моделирование работы кольцевого упругого клапана в пневмоударных машинах // ГИАБ, 2018. №10. – с.156-162
10. Примычкин А.Ю. Модель кольцевого упругого клапана как составная часть модели пневмоударной машины // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук. Новосибирск, 2017. Т.4.№1 с. 37-44.
11. Примычкин А.Ю., Петреев А.М. Определение конструктивных параметров кольцевого упругого клапана, управляющего впуском энергоносителя в рабочую камеру пневмоударной машины // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук. Новосибирск, 2018. Т.5.№2 с. 289-294.

12. Примычкин А. Ю. Особенность работы кольцевого упругого клапана с клиновидной щелью в системе воздухораспределения пневмоударных машин // Сборник материалов международной научной конференции «Интерэкспо Гео-Сибирь 2016». Т3. - Новосибирск. 2016. – с. 248 - 253.
13. Данилов Б.Б., Кондратенко А.С., Смоляницкий Б.Н., Смоленцев А.С. Совершенствование технологии проходки скважин в грунте методом продавливания // ФТПРПИ – 2017. №3. – с. 57 - 64.
14. Кондратенко А.С., Шахторин И.О. Повышение производительности бурения дегазационных скважин с дневной поверхности // ГИАБ, 2018. №48. – с.364-372.
15. Тамбовцев П.Н., Петреев А.М. Ударное нагружение твердой породы через пластичное вещество в шпуре // ФТПРПИ – 2006. №6. – с. 79-86.
16. Шахторин И.О. Выбор и обоснование параметров погружного пневмоударника малого диаметра // ГИАБ, 2018. №11. – с.145-153.
17. Потураев В. Н. Резиновые детали машин / М.: Машиностроение. 1977. – 216 с.
18. Лепетов В. А. Расчет и конструирование резиновых изделий / Л.: Химия. 1987. – 408 с.
19. Смоляницкий Б.Н., Сырямин Ю.Н., Воронцов Д.С., Сырямин П.Ю. Повышение энергоэффективности работы пневмоударной машины при погружении в грунт стержневых технологических элементов // Политранспортные системы. Новосибирск: СГУПС, 2015. – С.661-666.
20. Гурков К. С. Пневмопробойники. - Новосибирск: ИГД СО РАН, 1990. – 217 с.

© А. Ю. Примычкин, 2021