

Е.К. Спиридонов

Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет) (ЮУрГУ), пр. Ленина, 76
г. Челябинск, Российская Федерация, 454080
spiridonov@susu.ac.ru

Д.Ф. Хабарова

Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет) (ЮУрГУ), пр. Ленина, 76
г. Челябинск, Российская Федерация, 454080
dkhabarova@bk.ru

ГИДРОДИНАМИКА И ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРШНЕВОГО НАСОСА С ГИДРОДИОДАМИ

Исследован рабочий процесс в поршневом насосе с успокоителями, в котором клапаны заменены гидравлическими полупроводниками. Предложена расчетная модель сложного течения жидкости в проточной части при гармоническом законе движения поршня. Анализом модели установлено, что подача насоса зависит не только от диаметра поршня, радиуса и угловой скорости вращения кривошипа, но и от перепада напоров в успокоителях, то есть напора насоса, диодности и сопротивления гидравлических полупроводников, диаметров входного и выходного патрубков. Выведены выражения расходной характеристики и КПД насоса. Наибольшая подача соответствует нулевому напору насоса, а наибольший напор – нулевой подаче. Исследовано влияние параметров насоса на его характеристики. Показано, что с увеличением относительной площади поршня и диодности, расходная характеристика улучшается. КПД бесклапанного насоса зависит главным образом от диодности, с ее увеличением КПД растет.

Ключевые слова: поршневой насос, клапаны, гидравлический полупроводник, расчетная модель, размерные и безразмерные параметры, расходная характеристика, КПД

Введение

В промышленности получили распространение поршневые насосы с клапанным распределением [1]. Однако их применение затруднено в ряде отраслей промышленности вследствие нежелательного воздействия клапанов на жидкость. Кроме того, вследствие сравнительно невысокой надежности клапанов и инерционности деталей клапанного механизма, поршневые насосы, как правило, тихоходны и металлоемки [2]. Таким образом, клапаны, являясь необходимым элементом поршневого насоса, сдерживают его применение в ряде отраслей, повышение производительности и надежности гидромашины.

Вместе с тем, известны гидравлические полупроводники – проточные элементы, не содержащие подвижных механических частей и отличающиеся тем, что при различных направлениях течения жидкости через них, ее расход при одинаковой потере напора оказывается существенно различным. Качество гидравлического полупроводника

определяется отношением гидравлического сопротивления диода в обратном $\zeta_{об}$ и прямом $\zeta_{пр}$ направлениях при одинаковой потере напора [3]. Это отношение называется диодностью и обозначается D [4, 5]:

$$D = \frac{\zeta_{об}}{\zeta_{пр}}$$

Исходя из вышеизложенного, следует, что устранить отрицательное воздействия клапанов на работу поршневого насоса можно заменив их гидравлическими полупроводниками, хотя их применение вносит определенные особенности в рабочий процесс. Задачей исследования являлось определение параметров гидромашины и ее расходно-напорной характеристики.

Основная часть

Принципиальная схема поршневого насоса с гидравлическими полупроводниками представлена на рисунке 1, где приводимый с помощью кривошипно-шатунного

механизма поршень совершает возвратно-поступательное движение в центральном отводе тройника, соединенного с входным 1 и выходным 2 успокоителем трубками 3 и 4. Последние снабжены гидравлическими полупроводниками 5 и 6.

Течение жидкости в проточной части насоса является сложным. Оно инициируется, с одной стороны, возвратно-поступательным движением поршня, а с другой – перетоком жидкости из напорного успокоителя во всасывающий под действием перепада напоров (давлений) в успокоителях. Поэтому расчетная модель строилась следующим образом: во-первых, сложное течение жидкости в проточной части насоса представлялось как сумма двух простых: обусловленного гармоническим движением поршня и перепадом напоров; во-вторых, для каждого из этих течений рассчитывалось изменение скорости движения жидкости во времени за цикл; в-третьих, кинематика сложного течения за цикл находилась суммированием скоростей потоков составляющих простые движения. При этом жидкость полагалась несжимаемой, вместимость каждого успокоителя достаточно большой, чтобы считать давления в них постоянными, диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков 3 и 4 равными, гидравлические полупроводники 5 и 6, установленные во всасывающем и нагнетательном патрубках, одинаковыми. При записи математической модели принималось направление движения жидкости слева направо и снизу вверх положительным.

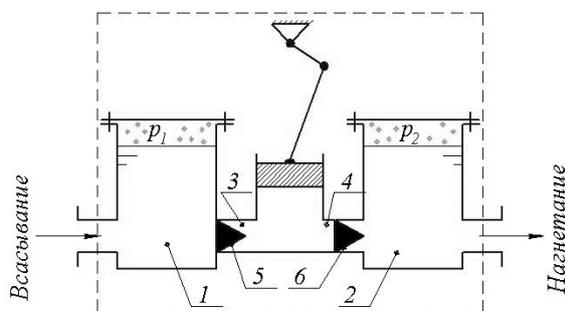


Рисунок 1. Принципиальная схема бесклапанного поршневого насоса

Рассмотрим течение, обусловленное возвратно-поступательным движением поршня по гармоническому закону. Запишем уравнения неразрывности течения жидкости в тройнике и перемещения поршня:

$$Q_n = Q_1 + Q_2; \quad (1)$$

$$x = r(1 - \cos(\omega t)), \quad (2)$$

где Q_1 и Q_2 – расходы жидкости во всасывающем и напорном патрубках; r – радиус кривошипа; ω – угловая скорость вращения кривошипа.

Течение жидкости в тройнике является циклическим с периодом цикла $T=2\pi/\omega$. Каждый цикл состоит из фазы всасывания: $0 \leq t \leq T/2$ и фазы нагнетания: $T/2 < t < T$ (рис. 2).

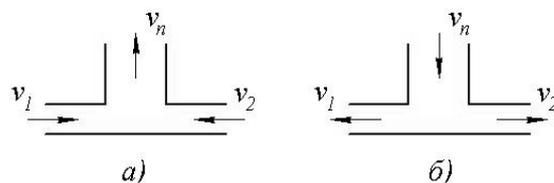


Рисунок 2. Схема течения жидкости в тройнике: а) в фазу всасывания; б) в фазу нагнетания

Течение жидкости в тройнике в фазу всасывания описывается уравнениями Бернулли для потоков из всасывающего и напорного успокоителей в тройник (рис. 1 и рис. 2, а):

$$H_1 = \frac{p_n}{\rho g} + \zeta_{np} \frac{v_1^2}{2g}; \quad (3)$$

$$H_2 = \frac{p_n}{\rho g} + \zeta_{np} D \frac{v_2^2}{2g}, \quad (4)$$

где H_1, H_2 – напоры во всасывающем и напорном успокоителях; p_n – давление в центральном отводе тройника; v_1 и v_2 – скорости движения жидкости во всасывающем и напорном патрубках; ζ_{np} – коэффициент сопротивления гидравлического полупроводника при прямом течении; g – ускорение свободного падения, ρ – плотность перекачиваемой жидкости (для воды 10^3 кг/м^3).

Решая уравнения (1)–(4) совместно, получаем выражение для скорости движения

жидкости в напорном патрубке в фазу всасывания:

$$v_2 = \frac{v_n \frac{d_n^2}{d_{mp}^2} (\sqrt{D} - 1)}{D - 1},$$

где v_n – скорость движения поршня; d_n и d_{mp} – диаметр поршня и патрубка.

Течение жидкости в тройнике в фазу нагнетания также описывается уравнениями Бернулли, но для потоков из тройника во всасывающий и напорный успокоители (рис. 1 и рис. 2, б):

$$H_1 = \frac{p_n}{\rho g} - \zeta_{np} D \frac{v_1^2}{2g}; \quad (5)$$

$$H_2 = \frac{p_n}{\rho g} - \zeta_{np} \frac{v_2^2}{2g}. \quad (6)$$

Решая уравнения (1)–(2), (5) и (6) совместно, получаем выражение для скорости движения жидкости в напорном патрубке в фазу нагнетания:

$$v_2 = \frac{v_n \frac{d_n^2}{d_{mp}^2} (D + \sqrt{D})}{D - 1}.$$

Скорость движения жидкости в напорном патрубке, обусловленного исключительно перепадом напоров в успокоителях определяется по формуле

$$v_2 = \sqrt{\frac{g(H_2 - H_1)}{\zeta_{np} D}},$$

выведенной из уравнения Бернулли для потока между сечениями 2–2 и 1–1 (см. рис. 1).

Скорости исходного движения жидкости в напорном патрубке v_2 в фазу всасывания и нагнетания определим суммируя с учетом

знаков скорости составляющих движений. В фазу всасывания:

$$v_2 = - \frac{\omega r \sin(\omega t) \frac{d_n^2}{d_{mp}^2} (\sqrt{D} - 1)}{D - 1} - \sqrt{\frac{g(H_2 - H_1)}{\zeta_{np} D}}, \quad (7)$$

а в фазу нагнетания:

$$v_2 = - \frac{\omega r \sin(\omega t) \frac{d_n^2}{d_{mp}^2} (D + \sqrt{D})}{D - 1} - \sqrt{\frac{g(H_2 - H_1)}{\zeta_{np} D}}. \quad (8)$$

Изменение скорости v_2 за цикл проиллюстрировано на рисунке 3 при $d_n=0,08$ м, $d_{mp}=0,056$ м, $r=0,01$ м, $D=40$, $\zeta_{np}=1$, $n=2000$ об/мин. Видно, что обратный ток жидкости ($v_2 < 0$) в фазу всасывания меньше, чем прямой ток ($v_2 > 0$) в фазу нагнетания. Следовательно, подача жидкости в напорный успокоитель будет положительной.

Подача насоса определяется отношением объема жидкости W , поступившего в напорный успокоитель за цикл, к продолжительности цикла T :

$$Q_n = \frac{W}{T} = \frac{\pi d_{mp}^2}{4T} \int_0^T v_2. \quad (9)$$

Подставив в уравнение (9) формулы (7) и (8) и проинтегрировав, получаем выражение расходной характеристики бесклапанного поршневого насоса с гидравлическими полупроводниками:

$$Q_n = \frac{\pi d_{mp}^2}{4} \left(\frac{2r \frac{d_n^2}{d_{mp}^2} (D + 1)}{(D - 1)T} - \sqrt{\frac{g(H_2 - H_1)}{\zeta_{np} D}} \right). \quad (10)$$

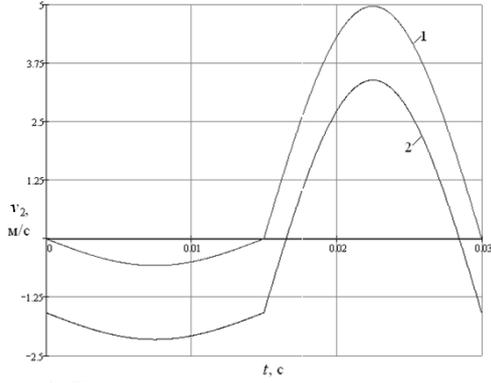


Рисунок 3. Изменение скорости движения жидкости в напорном патрубке за цикл: 1 – при напоре насоса $H_2 - H_1 = 0$ м.в.ст.; 2 – при напоре насоса $H_2 - H_1 = 10$ м.в.ст.

Гидравлический КПД равен отношению полезной работы A_n насоса к затраченной A_3 за один цикл движения поршня:

$$\eta = \frac{A_n}{A_3}.$$

Полезная работа насоса состоит в подаче жидкости в напорный успокоитель:

$$A_n = \rho g (H_2 - H_1) Q_n T. \quad (11)$$

Затраченная работа без учета сил трения равна по модулю работе сил давления, затраченной на перемещение поршня в цилиндре, и противоположная ей по знаку:

$$A_3 = - \int_0^T \frac{\pi d_n^2}{4} p_n v_n dt = \quad (12)$$

$$- \frac{\pi d_n^2}{4} \left(\int_0^{T/2} p_n^{вс} v_n dt + \int_{T/2}^T p_n^{наг} v_n dt \right),$$

где $p_n^{вс}$ – давление, действующее на поршень в фазу всасывания; $p_n^{наг}$ – давление, действующее на поршень в фазу нагнетания.

Решая совместно уравнения (4), (6), (7), (8) и (12) получаем:

$$A_3 = \frac{\pi d_n^2}{4} \left(r + \frac{r}{D} \right) \rho g (H_2 - H_1) + \frac{\pi \omega^2 r^3 \rho \zeta_{np} \frac{d_n^6}{d_{mp}^4} D}{3(D-1)^2} (D+1) + \frac{\pi^2 \omega r^2 \frac{d_n^4}{d_{mp}^2} \rho \sqrt{g(H_2 - H_1) \zeta_{np}}}{4(D-1)} (D+1). \quad (13)$$

Полученные выражения для полезной (11) и затраченной (13) работы подставим в формулу КПД:

$$\eta = \frac{\rho g (H_2 - H_1) \frac{\pi d_n^2}{4} \left[\frac{2r \frac{d_n^2}{d_{mp}^2} (D+1)}{(D-1)} - T \sqrt{\frac{g(H_2 - H_1)}{\zeta_{np} D}} \right]}{\frac{\pi d_n^2 r}{4} \left(1 + \frac{1}{D} \right) \rho g (H_2 - H_1) + \frac{\pi \omega^2 r^3 \frac{d_n^4}{d_{mp}^2} (D+1)}{(D-1)} \left[\frac{\rho \zeta_{np} \frac{d_n^2}{d_{mp}^2} D}{3(D-1)} + \frac{\pi \rho \sqrt{g(H_2 - H_1) \zeta_{np}}}{4\omega r} \right]}. \quad (14)$$

Анализ формул (10) и (14) показывает, что расходная характеристика и КПД насоса зависят от диодности D и прямого сопротив-

ления ζ_{np} гидравлического полупроводника, диаметра патрубка d_{mp} , диаметра поршня d_n , радиуса кривошипа r , угловой скорости

вращения кривошипа ω , плотности перекачиваемой жидкости ρ и перепада напоров в успокоителях $H_2 - H_1$. Всего от 8 параметров.

Большое количество параметров в формулах (10) и (14) затрудняют численное исследование характеристик насоса. Чтобы упростить задачу для дальнейшего анализа введем безразмерные параметры:

1) q – относительная подача насоса:

$$0 \leq q = \frac{Q_n}{Q_{ид}} \leq 1, \quad (15)$$

где $Q_{ид} = \frac{W_{цил}}{T} = \frac{2r\pi d_n^2}{4T}$ – подача идеального насоса с клапанным распределением (без утечек), м³/с; $W_{цил}$ – объем цилиндра насоса, м³;

2) k – относительная площадь поршня:

$$k = \frac{d_n^2}{d_{mp}^2}; \quad (16)$$

3) Π – относительный напор насоса:

$$\Pi = \frac{H_2 - H_1}{\frac{v_{nmax}^2}{2g}} = \frac{H_2 - H_1}{\frac{\omega^2 r^2}{2g}}, \quad (17)$$

где $v_{nmax} = \omega r$ – максимальная скорость поршня.

Преобразуем уравнение (10) с учетом введенных безразмерных параметров, получаем в итоге выражение расходной характеристики насоса в безразмерных координатах:

$$q = \frac{D+1}{D-1} - \frac{\pi}{k} \sqrt{\frac{\Pi}{2\zeta_{np} D}}. \quad (18)$$

Введем в формулу (14) безразмерные параметры, после преобразования получим выражение:

$$\eta = \frac{2\Pi \frac{1}{k} \left(\frac{k(D+1)}{(D-1)} - \pi \sqrt{\frac{\Pi}{2\zeta_{np} D}} \right)}{\Pi \left(1 + \frac{1}{D} \right) + \frac{2k(D+1)}{(D-1)} \left(\frac{4\zeta_{np} Dk}{3(D-1)} + \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{\Pi \zeta_{np}}{2}} \right)}. \quad (19)$$

Сопоставление формул (10), (14) и (18), (19) показывает, что расходная характеристика и КПД в безразмерных координатах зависят от 4 параметров: диодности гидравлических полупроводников D и их гидравлического сопротивления при течении в прямом направлении ζ_{np} , относительной площади поршня k , и относительного напора Π , а в размерных координатах от 8 параметров. Это доказывает целесообразность использования безразмерных координат.

На рис. 4 приведены расходные характеристики насоса $q(\Pi)$ для разных диодностей при фиксированном значении прямого со-

противления гидравлических полупроводников ζ_{np} и двух различных значениях относительной площади поршня k .

Видно, что с увеличением относительной площади поршня k и диодности D , расходная характеристика $q(\Pi)$ улучшается.

На рис. 5 представлены кривые зависимости КПД насоса от относительного перепада напоров при различных значениях относительной площади поршня k и диодности D .

Как видно по рис. 5, максимально достижимое значение КПД возрастает с увеличением диодности D и не зависит от относительной площади поршня k .

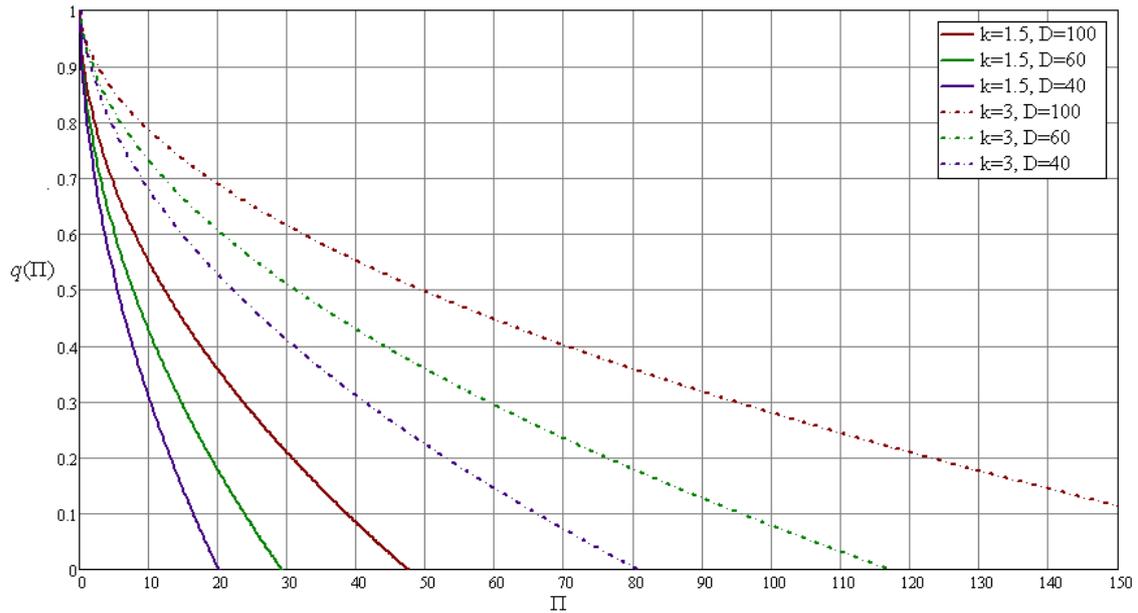


Рисунок 4. Расходно-напорные характеристики насоса при $\zeta_{np}=1$

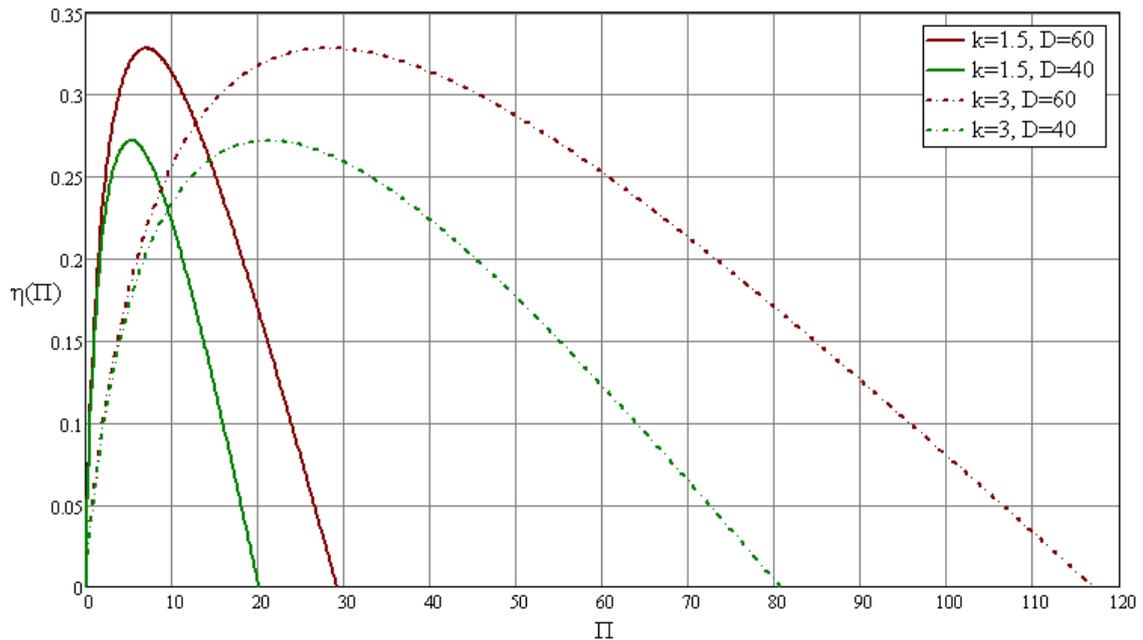


Рисунок 5. Зависимость КПД насоса от безразмерного перепада напоров.

Заключение

1. Рабочий процесс в поршневом насосе с гидравлическими полупроводниками зависит от: диаметров поршня d_p , всасывающего и нагнетательного патрубков d_{mp} , радиуса кривошипа r и частоты его вращения n , прямого сопротивления ζ_p и диодности D полупроводников;

2. Расходная характеристика поршневого насоса с гидравлическими полупроводниками является вогнутой нисходящей. Наибольший напор достигается при нулевой подаче, а наибольшая подача – при нулевом напоре. На характеристике имеется область оптимальных режимов работы, в которой КПД насоса максимален. При этом экстремальные значения КПД насоса возрастают с увеличением диодности D ;

3. Если в качестве базовых параметров принять подачу идеального насоса, максимальное динамическое давление поршня и диаметр патрубков, то число параметров, влияющих на рабочий процесс, уменьшится с 9 до 5. Последними являются: относительный напор Π , относительная подача q , относительная площадь поршня k , диодность D и прямое сопротивление $\zeta_{\text{п}}$ гидравлических полупроводников. Их взаимосвязь устанавливается семейством расходных характеристик.

Литература

1. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: Учебник для вузов / Т.М. Башта – М.: «Машиностроение», 1974. 606 с.
2. Хабаров В.Е. Устройство, конструктивные особенности и технические характеристики поршневых насосов: учебно-метод. пособие. / В.Е. Хабаров – Ставрополь: Изд-во СтГАУ "Агрис", 2006. 27 с.
3. Лебедев И.В. Элементы струйной автоматики / И.В. Лебедев, С.Л. Трескунов, В.С. Яковенко. – М.: Машиностроение, 1973. 360 с.
4. Anduze, M. (2001), Analysis and testing of a fluidic vortex microdiode / M. Anduze, S. Colin, R. Sean // Journal of Micromechanics and Microengineering, no. 11. pp. 108 – 112.
5. Yoder, G.L., Jr. (2011), Vortex Diode Analysis and Testing for Fluoride Salt-Colled High-Temperature Reactors / G.L. Yoder, Y. Elcassadgi, G. De Leon – «UT-Battelle», 40 p.

E.K. Spiridonov

South Ural State university
(SUSU)
76, Lenin Avenue
Chelyabinsk
454080, Russian Federation
spiridonov@susu.ac.ru

D.F. Khabarova

South Ural State university
(SUSU)
76, Lenin Avenue
Chelyabinsk
454080, Russian Federation
dkhabarova@bk.ru

HYDRODYNAMICS AND CHARACTERISTICS OF PISTON PUMP WITH FLUIDIC DIODES

The operational process of a piston pump with dampeners which valves are replaced by hydraulic semiconductors is researched. The calculation model for the complex stream flow in the pump flow-part under harmonic motion of a piston is proposed. Dependences of flow characteristic and pump efficiency are derived. The influence of pump parameters on its characteristics is analyzed. It is found that an increase of the piston relative square and diodicity causes flow characteristic boost. Valveless pump efficiency mainly depends on diodicity, diodicity increase causes efficiency boost.

Keywords: piston pump, valves, hydraulic semiconductor, calculation model, dimension and dimensionless parameters, flow characteristic, efficiency.

References

1. Bashta, T.M. (1974), *Ob'emnye nasosy i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem: Uchebnik dlya vuzov* [Displacement Pumps and Hydraulic Motors of Hydrosystems: A Textbook for High Schools], Mashinostroenie, Moscow, 606 p.
2. Khabarov, V.E. (2006), *Ustroystvo, konstruktivnye osobennosti i tekhniskie kharakteristiki porshnevykh nasosov: uchebno-metod. posobie* [Structure, Design Features and the Technical Characteristics of Piston Pumps: a Teaching Manual], Stavropol', StGAU "Agrus", 27 p.
3. Lebedev, I.V, Treskunov, S.L. and Yakovenko, V.S. (1973), *Elementy struynoy avtomatiki* [Elements of Jet Automatic], Mashinostroenie, Moscow, 360 p.
4. Anduze, M., Colin, S. and Cean, R. (2001), Analysis and testing of a fluidic vortex microdiode, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, no.11, pp. 108 – 112.
5. Yoder, G.L., Jr. Elcassadgi, Y. and De Leon, G. (2011), *Vortex Diode Analysis and Testing for Fluoride Salt-Colled High-Temperature Reactors*, UT-Battelle, 40 p.