

Оригинальная статья

<https://doi.org/10.26897/1997-6011-2025-4-118-124>

УДК 532.5: 628.12



ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НАЛИЧИЯ И ОТСУТСТВИЯ МЕМБРАНЫ НА РАБОТУ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ БАКОВ В СИСТЕМАХ ВОДОПОДАЧИ С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ

Д.Ю. Короткоручко[✉], М.С. Али

Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева, Институт мелиорации, водного хозяйства и строительства им. А.Н. Костякова; 127434, г. Москва, ул. Большая Академическая, 44, Россия

Аннотация. Цель исследований – сравнительный анализ энергоэффективности и экономической целесообразности эксплуатации мембранных и безмембранных пневматических баков. В работе приведены расчеты и графики сравнения обоих вариантов исполнения бака, а также расчеты энергетической эффективности при применении мембраны и без нее. Современные системы автономного и централизованного водоснабжения предъявляют все более жесткие требования к надежности и энергоэффективности. Одним из наиболее распространенных способов сглаживания гидравлических колебаний, сокращения числа пусков насосного оборудования и обеспечения аварийного резерва воды является использование гидравлических аккумуляторов (пневматических баков). Такие баки позволяют аккумулировать энергию сжатого воздуха и использовать ее для поддержания давления в системе при изменяющихся нагрузках. Сравнены суммарные энергетические потери при наличии мембраны (в частности, на ее замену) и при ее отсутствии, когда воздух контактирует с водой напрямую и растворяется в ней, что приводит к необходимости подкачки воздуха для поддержания давления и дополнительным тратам энергии на работу компрессора. В работе приведены расчеты и графики сравнения обоих вариантов исполнения бака, а также расчеты энергетической эффективности при применении мембраны и без нее.

Ключевые слова: гидравлический бак, насос, давление, прогнозирование, частотный преобразователь, мощность, энергия

Формат цитирования: Короткоручко Д.Ю., Али М.С. Исследование влияния наличия и отсутствия мембраны на работу пневматических баков в системах водоподачи с точки зрения энергоэффективности // Природообустройство. 2025. № 4. С. 118-124. <https://doi.org/10.26897/1997-6011-2025-4-118-124>

Scientific article

STUDY OF THE EFFECT OF THE PRESENCE AND ABSENCE OF A MEMBRANE ON THE OPERATION OF PNEUMATIC TANKS IN WATER SUPPLY SYSTEMS IN TERMS OF ENERGY EFFICIENCY

D.Yu. Korotkoruchko[✉], M.S. Ali

Russian State Agrarian University- Moscow Timiryazev Agricultural Academy; Institute of Land Reclamation, Water Management and Construction named after A.N. Kostyakov; 127434, Moscow, Bolshaya Akademicheskaya, 44, Russia

Abstract. The purpose of the research is to conduct a comparative analysis of the energy efficiency and economic feasibility of using membrane and non-membrane pneumatic tanks. The paper presents calculations and graphs comparing both tank designs, as well as calculations of energy efficiency with and without a membrane. Modern autonomous and centralized water supply systems have increasingly stringent requirements for reliability and energy efficiency. One of the most common ways to smooth out hydraulic fluctuations, reduce the number of pump starts, and provide an emergency water reserve is by using hydraulic accumulators (pneumatic tanks). These tanks allow for the accumulation of compressed air energy and its use to maintain system pressure during changing loads. The total energy losses are compared when a membrane is present, including its replacement, and when it is absent, allowing air to directly contact and dissolve in water, resulting in the need for air to be pumped to maintain pressure and additional energy consumption for the compressor. The purpose of the research is to conduct a comparative analysis of the energy efficiency and economic feasibility of using diaphragm and non-diaphragm pneumatic tanks. The paper presents calculations and graphs comparing both tank designs, as well as calculations of energy efficiency with and without a diaphragm.

Keywords: hydraulic tank, pump, pressure, forecasting, frequency converter, power, energy

Format of citation: Korotkoruchko D.Yu., Ali M.S. Study of the effect of the presence and absence of a membrane on the operation of pneumatic tanks in water supply systems in terms of energy efficiency // Prirodoobustrojstvo. 2025. № 4. P. 118-124. <https://doi.org/10.26897/1997-6011-2025-4-118-124>

Введение. Внедрение гидравлических аккумуляторов в системы водоснабжения является важным шагом к повышению их надежности, энергоэффективности и готовности к аварийным ситуациям. Эти устройства не только способствуют оптимизации работы насосного оборудования, но и обеспечивают стабильное функционирование системы водоснабжения в условиях изменяющихся эксплуатационных нагрузок.

В практике систем водоподачи применяют два принципиально различных варианта конструктивного исполнения пневматических баков: с эластичной мембраной внутри корпуса (рис. 1а) и безмембранные (рис. 1б).

Мембранные баки гарантируют надежное разделение воды и воздуха, что обеспечивает стабильность характеристик давления и минимизирует необходимость вмешательства в работу компрессорного оборудования. При этом эластичный элемент подвержен усталостным и динамическим нагрузкам, особенно в режимах высокой цикличности, что приводит к постепенному износу и необходимости замены мембраны.

Безмембранные баки, напротив, лишены расходных материалов, однако в них отсутствует

барьер, препятствующий диффузии (растворению) воздуха в воде. В результате объем воздушной подушки постепенно снижается, и для поддержания рабочего давления требуется регулярная подкачка компрессором. Это добавляет к системе дополнительный энергетический расход и усложняет автоматизацию управления, но одновременно позволяет избежать затрат на замену мембранного блока.

Ряд проведенных исследований посвящен математическому моделированию работы пневматических баков в системах водоподачи, в том числе с насосами с частотно-регулируемым приводом, и расчетам их энергетической эффективности [1-4]. Однако в доступной литературе отсутствует комплексная оценка суммарных эксплуатационных затрат с учетом как энергопотребления компрессора, так и расходов на замену мембранных элементов для двух типов баков в условиях бытовых систем водоподачи.

Цель исследований: сравнительный анализ энергоэффективности и экономической целесообразности эксплуатации мембранных и безмембранных пневматических баков.

Задачи исследований включают в себя:

- определение затрат на приобретение и замену мембраны при выборе варианта с мембранным баком;
- оценку энергозатрат на подкачку воздуха в варианте с безмембранным баком;
- построение графиков зависимости двух вариантов по различным параметрам;
- формулировку рекомендаций по выбору оптимального типа пневматического бака в зависимости от частоты пусков насосного оборудования, воздушного компрессора и требований к надежности системы.

Материалы и методы исследований.

При проведении испытаний с целью получения расчетных данных использовалась экспериментальная установка для работы насосных станций, расположенная в лаборатории насосов и насосных станций кафедры сельскохозяйственного водоснабжения и водоотведения, насосов и насосных станций Российского государственного аграрного университета – МСХА имени К.А. Тимирязева (рис. 2).

В первую очередь были получены данные об энергоэффективности при применении мембранного бака. Производитель применяемого в экспериментах пневмобака в технической

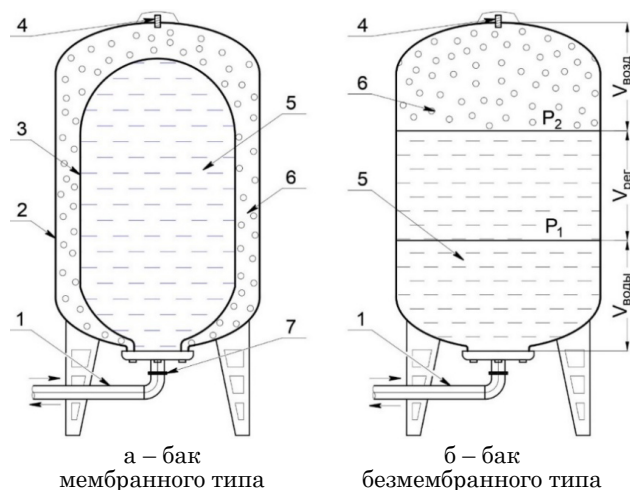


Рис. 1. Схема устройства пневматического бака:

- 1 – подающе-отводящая труба; 2 – корпус;
3 – мембрана; 4 – ниппель для подкачки и стравливания воздуха; 5 – вода; 6 – воздух;
7 – муфтовое разъемное подключение к трубопроводу

Fig. 1. Diagram of the device of pneumatic tank:

- 1 – feed and discharge pipe; 2 – body;
3 – membrane; 4 – nipple for pumping and bleeding air;
5 – water; 6 – air; 7 – coupling detachable connection to the pipeline

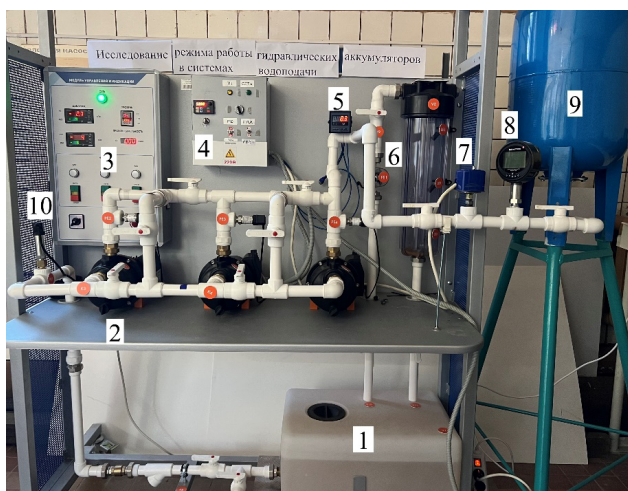


Рис. 2. Экспериментальная установка:

- 1 – бак с водой; 2 – насос; 3 – датчик давления на всасывающем трубопроводе;
4 – модуль управления и индикации;
5 – преобразователь частоты вращения;
6 – пневматический бак; 7 – компрессор воздуха;
8 – реле давления; 9 – цифровой манометр;
10 – датчик расхода; 11 – ваттметр

Fig. 2. Experimental installation:

- 1 – water tank; 2 – pump; 3 – suction pipe pressure sensor;
4 – control and indication module; 5 – speed converter;
6 – pneumatic tank; 7 – air compressor; 8 – pressure relay;
9 – digital pressure gage; 10 – flow sensor; 11 – wattmeter

документации указывает, что срок его службы является в целом неограниченным, так как мембрана может быть заменена. При этом считается, что средний срок службы одной мембраны составляет 5-10 лет в зависимости от условий эксплуатации. При изменении этих условий срок может измениться, причем в меньшую сторону, ввиду ряда следующих внешних и внутренних факторов:

- частые и/или резкие перепады температурных режимов;
- значительные скачки давления воды и воздуха;
- отсутствие либо низкое давление воздуха в воздушной камере гидроаккумулятора;
- несоблюдение правил и норм пользования аккумулирующим оборудованием;
- некорректная работа насосных станций.

При проведении экспериментов ранее [1-4] мембрана была заменена дважды за 3 месяца, с августа по октябрь 2024 г. Стоимость каждой мембраны составила 800 руб. При этом после последней замены в октябре 2024 г. прошло уже 6 месяцев. Причиной этого мог послужить один из двух случаев:

- 1) брак первых двух мембран, который привел к слишком быстрому износу;
- 2) возможная неправильная установка мембран (недостаточная фиксация на фланце бака).

Следующий этап – определение энергопотребления всей системы водоподачи с насосом и пневмобаком. Есть два варианта: с применением преобразователя частоты вращения и без его применения.

При применении насоса с ЧРП (частотно-регулируемый привод) энергопотребление насоса будет зависеть от потребления воды, а значит, от расхода насоса. При этом есть два этапа работы системы: наполнение бака, когда насос работает и потребляет электроэнергию, и опорожнение бака, когда насос отключен и вода подается за счет избыточного давления сжатого воздуха в баке.

Рассматриваются два ключевых параметра:

– Снижение потребляемой мощности насоса при частотном регулировании. При снижении частоты на 20-40% мощность насоса снижается примерно на 50-70% (из 450 Вт до 150 Вт) согласно закону подобия [5-7]:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3, \quad (1)$$

где N_1 , N_2 – потребляемая мощность до и после изменения частоты вращения соответственно; n_1 , n_2 – частота вращения до и после изменения.

– Чередование работы насоса и опорожнения бака, так как насос не работает за счет увеличенного времени опорожнения.

Заметим, что нельзя просто усреднять эти два процента, поскольку энергопотребление во время работы насоса и в паузах принципиально различается.

Для расчета средней мощности можно использовать следующую формулу:

$$P_{\text{сред}} = \frac{P_{\text{насоса}} \cdot t_{\text{наполн}}}{t_{\text{наполн}} + t_{\text{опорож}}}, \quad (2)$$

где $P_{\text{сред}}$ – средняя мощность насоса во время одного цикла работы, Вт.

На основании расчетов средней мощности можно определить, сколько электроэнергии и денежных средств экономится при совместном использовании пневматического бака и насоса с ЧРП, а также сравнить с другими методами регулирования.

Для начала определяется длительность цикла работы насоса по формуле:

$$t_{\text{цикл}} = t_{\text{наполн}} + t_{\text{опорож}}, \quad (3)$$

где $t_{\text{наполн}}$ – длительность наполнения бака, ч; $t_{\text{опорож}}$ – длительность опорожнения бака, ч.

Затем рассчитывается количество циклов насоса $z_{\text{циклов}}$ за 1 ч:

$$z_{\text{циклов}} = \frac{1}{t_{\text{цикл}}}, \quad (4)$$

где $t_{\text{цикл}}$ – длительность цикла работы бака и насоса, ч.

Поскольку насос включается и выключается по одному разу за цикл, максимальное количество включений насоса равняется количеству циклов, то есть

$$z_{\max} = z_{\text{циклов}}. \quad (5)$$

Зависимость количества включений насоса от продолжительности цикла его работы приведена на рисунке 3.

На основании этого определяется суммарное время наполнения, а значит, и работы насоса в течение 1 ч:

$$t_{\text{сумм. раб. нас.}} = z_{\max} \cdot t_{\text{наполн.}} \quad (6)$$

В некоторых случаях количество включений насоса $z_{\max}$ превышает рекомендуемое производителями пневматических баков количество в 20-30 включений за 1 ч как неэффективное. Поэтому для расчета экономического эффекта берутся параметры, для которых выполняется условие:

$$z_{\max} \leq 30. \quad (7)$$

При использовании преобразователя частоты вращения число пусков в 1 ч перестает играть важную роль, так как это позволяет насосу запускаться плавно, без скачков в потребляемой мощности, что значительно увеличивает ресурс работы насоса.

Для расчета потребляемой электроэнергии используется следующая формула:

$$E_{\text{потр}} = \frac{P_{\text{сред}}}{1000} \cdot t_{\text{сумм. раб. нас.}}, \quad (8)$$

где $E_{\text{потр}}$ – потребляемая электроэнергия, кВт·ч; $P_{\text{сред}}$ – средняя мощность насоса, Вт; $t_{\text{сумм. раб. нас.}}$ – суммарное время работы насоса в течение 1 ч, ч.

Зависимость количества потребляемой электроэнергии от времени работы насоса в течение 1 ч приведена на рисунке 4.

По всем параметрам системы водоподачи с пневматическим баком и насосом с ЧРП

наблюдается многократное снижение экономических затрат по сравнению со средней стоимостью 1 кВт·ч.

При отказе от использования преобразователя частоты вращения мощность насоса всегда будет составлять паспортные 450 Вт, то есть формула (2) приобретает следующий вид:

$$P_{\text{сред}} = \frac{450 \cdot t_{\text{наполн.}}}{t_{\text{наполн.}} + t_{\text{опорож}}}. \quad (9)$$

После этого определялись затраты электроэнергии при использовании безмембранного бака.

При использовании безмембранного бака выполняется закон Генри [8-11]:

$$S = k \cdot p, \quad (10)$$

где S – молярная концентрация газа в растворе, моль/л, г/л; k – константа Генри (константа растворимости), моль/(Па·л); p – парциальное давление газа над раствором, Па.

Коэффициент k зависит от природы газа и растворителя, а также от температуры.

Несмотря на то, что закон Генри пригоден лишь для идеальных и предельно разбавленных реальных растворов и невысоких давлений, он будет выполняться в работе пневматического бака в данной работе, так как применяемое давление не превышает 3 бар (300 кПа).

Дальше нужно рассчитать количество растворившегося со временем воздуха. Для этого можно использовать эмпирическое приближение на основе уравнения Фика:

$$m(t) = k \cdot F \cdot (C_{\text{eq}} - C(t)) \cdot 1000 \cdot t, \quad (11)$$

где $m(t)$ – количество вещества растворенного воздуха за время, моль; k – коэффициент массопереноса, м/с, зависящий от условий (0,0001-0,001 м/с); F – площадь поверхности контакта вода-воздух, м²; C_{eq} – равновесная концентрация воздуха в воде (по закону Генри), моль/л; $C(t)$ – текущая концентрация (в начале наполнения ≈ 0), моль/л; t – время контакта, с.

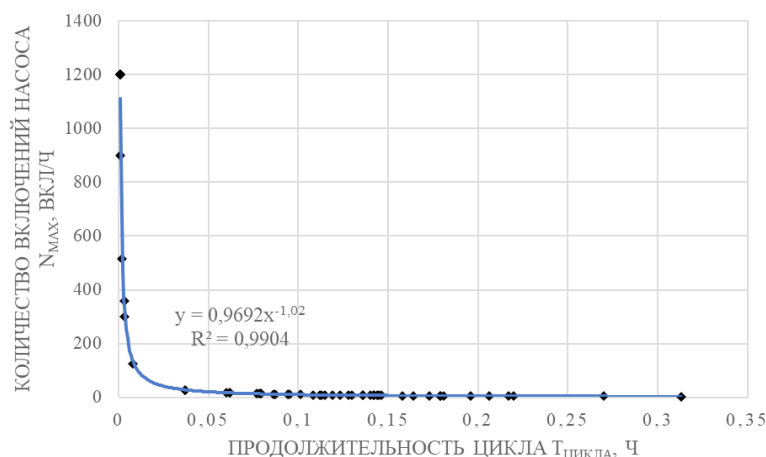


Рис. 3. Зависимость количества включений насоса от продолжительности цикла его работы

Fig. 3. Dependence of the number of pump starts on the duration of its operating cycle

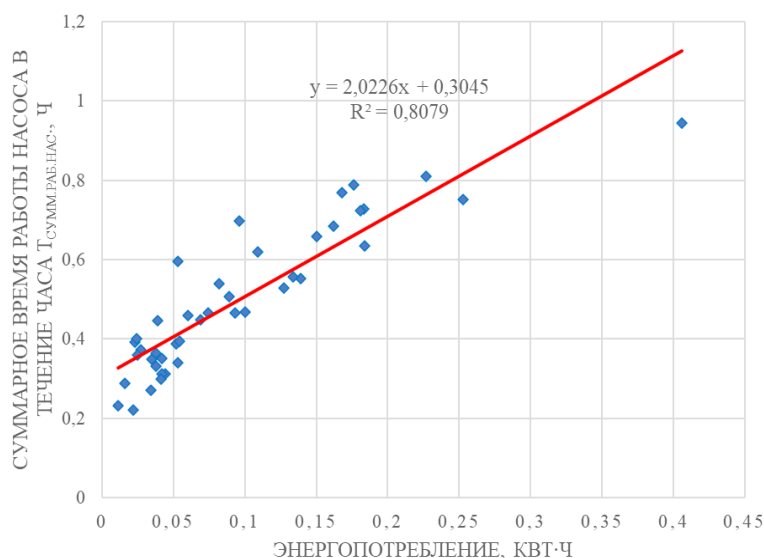


Рис. 4. Зависимость количества потребляемой электроэнергии от времени работы насоса

Fig. 4. Dependence of the amount of consumed electricity on the pump operating time

Когда определили массу растворенного воздуха, ее можно пересчитать в объем воздуха при нормальных условиях:

$$V_{\text{возд. потери}} = \frac{m}{M} \cdot \frac{R \cdot T}{P}, \quad (12)$$

где M – молярная масса воздуха (29 г/моль); R – универсальная газовая постоянная (8,314 Дж/(моль · К)); T – температура при нормальных условиях (293 К (20°C)); P – атмосферное давление (101325 Па).

Компрессор включается, когда давление в баке падает ниже установленного предела, то есть когда

$$\Delta V_{\text{возд. потери}} \geq V_{\text{допуст. потери}} \quad (13)$$

Зная объем воздушной подушки и границы допустимого давления, можно вычислить, какой объем воздуха соответствует такому падению давления по уравнению Бойля-Мариотта:

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2. \quad (14)$$

Границы допустимого давления задаются также реле давления. Объем воздушной подушки в начале и в конце наполнения бака составляет 2/3 и 1/3 от объема бака соответственно. На основании проведенных испытаний безмембранного бака такие параметры считаются наиболее оптимальными. Поскольку объем бака в экспериментах составляет 60 л, в начале наполнения объем воздуха $V_{\text{возд.нач.}}$ составляет 40 л, а в конце $V_{\text{возд.кон.}} = 20$ л.

Определив все эти значения, можно рассчитать объем воздуха, растворившегося в воде, по уравнению Менделеева-Клапейрона:

$$V = \frac{m \cdot R \cdot T}{P}. \quad (15)$$

Чем медленнее опорожняется бак (дольше длится цикл), тем больше воздуха растворяется и тем чаще придется включать компрессор. Поэтому для расчета используется самое продолжительное время опорожнения, полученное в ходе экспериментов, равное 865 с при давлении воздуха в начале наполнения 50 кПа, в конце наполнения – 130 кПа, при диаметре бака 0,59 м и температуре в нормальных условиях 20°C. Для этих значений $V = 0,065$ л.

Если допустить, что компрессор включается, когда объем воздуха уменьшается на 10%, то

$$V_{\text{допуст. потери}} = 0,1 \cdot V_{\text{возд. нач.}} = 0,1 \cdot 40 = 4 \text{ л.} \quad (16)$$

Тогда число циклов, за которое это произойдет, будет составлять:

$$z = \frac{V_{\text{допуст. потери}}}{V} = \frac{4}{0,065} \approx 62 \text{ цикла.} \quad (17)$$

Если каждый цикл опорожнения длится 865 с, то растворение на 10% произойдет за 14,6 ч. С учетом времени наполнения бака 262 с, которое не бралось в расчет ввиду пренебрежительно малого влияния и уменьшения площади контакта, растворение будет происходить за 19,4 ч. Чтобы компенсировать это, компрессор должен накачать 4 л воздуха до давления 130 кПа.

Для определения затраченной работы используется формула политропного процесса:

$$W = \frac{P_1 \cdot V_1}{y - 1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{y-1}{y}} - 1 \right], \quad (18)$$

где y – показатель политропы (для воздуха 1,4 – адиабатический процесс); P_1 – начальное значение давления воздуха, Па; V_1 – начальное значение объема воздуха, м³; P_2 – конечное значение давления воздуха, Па.

При применяемых параметрах $W = 154$ Дж.

Мощность используемого в экспериментах компрессора составляет $P_k = 70$ Вт, или 70 Дж/с. Значит, время работы на подкачку воздуха составит:

$$t_k = \frac{W}{P} = 5,2 \text{ с.} \quad (19)$$

Тогда энергозатраты составят по той же формуле (8) 0,000101 кВт·ч.

За сутки компрессор включится примерно 1,24 раза. Тогда за сутки энергозатраты составят 0,000125 кВт·ч.

Результаты и их обсуждение. На основании проведенных экспериментов и представленных формул получены значения энергопотребления применения различных систем.

Для лучшего сравнения энергопотребление при использовании мембранных и безмембранных баков совместно с насосами с ЧРП и без него приведено на рисунке 5.

В результате произведенных расчетов и моделирования было установлено, что скорость растворения воздуха в воде внутри безмембранного пневматического бака существенно зависит от продолжительности контакта фаз, перепада давления и геометрии поверхности раздела. При неизменной площади

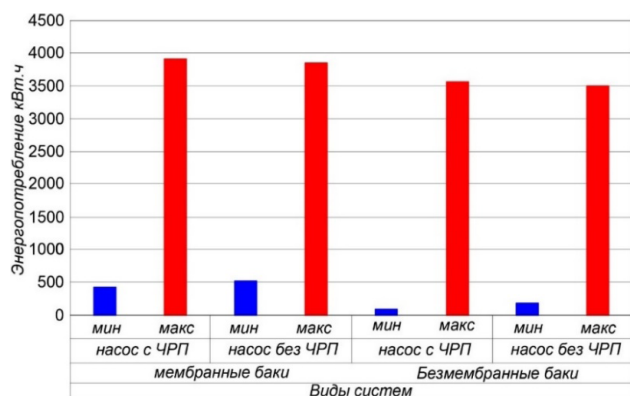


Рис. 5. Сравнение годового энергопотребления различных систем

Fig. 5. Comparison of annual energy consumption of different systems

Список использованных источников

1. Короткоручко Д.Ю., Исследование режима работы гидравлических аккумуляторов в системах водоподдачи / Д.Ю. Короткоручко, М.С. Али, Д.С. Бегляров [и др.] // Естественные и технические науки. 2024. № 5(192). С. 195-204. DOI: 10.25633/ETN.2024.05.17. EDN: JXPCZM
2. Короткоручко Д.Ю. Изучение работы гидравлических аккумуляторов в системах водоснабжения с целью повышения ее энергоэффективности / Д.Ю. Короткоручко // Материалы Международной научной конференции молодых учёных и специалистов, посвящённой 150-летию со дня рождения А.Я. Миловиха: Сборник статей, Москва,

контакта воздух-вода ($\approx 0,273 \text{ м}^2$) основным фактором, влияющим на растворение, является время опорожнения бака: чем дольше вода соприкасается с воздушной подушкой, тем больше воздуха переходит в раствор. Так, при длительном времени опорожнения (865 с) и начальном давлении воздуха 50 кПа в воде растворяется до 0,065 л воздуха за цикл. Это означает, что для восстановления исходного объема воздушной подушки на 10%, то есть 4 л, потребуется около 62 таких циклов, что соответствует примерно 19,4 ч непрерывной работы. При этом компрессор работает всего в течение 5-6 с и тратит около 0,00004 кВт·ч энергии, что делает эксплуатацию крайне энергоэффективной.

При уменьшении времени опорожнения до 24 с и росте начального давления воздуха до 150 кПа потери воздуха за цикл снижаются до 0,0032 л. В этом режиме компрессор включается примерно один раз в 7,3 сутки, что делает частоту его работы практически незначимой.

Для другого режима с увеличенным временем опорожнения (577 с) и давлениями 100-233 кПа потери воздуха за цикл составляют 0,0805 л, и компрессор включается каждые 10,2 ч. Даже в этом случае суточное энергопотребление не превышает 0,000033 кВт·ч, что является достаточно выгодным с экономической точки зрения [12].

Выводы

Проведенные экспериментальные исследования и расчеты показывают, что при правильно подобранных параметрах система без мембраны не только обеспечивает стабильную работу водоподдачи, но и обладает крайне низким уровнем энергопотребления компрессора. Периодичность его включения зависит преимущественно от времени опорожнения бака, а затраты на подкачку воздуха оказываются пренебрежимо малыми в сравнении с другими элементами системы включая замену мембраны в традиционных пневматических баках.

References

1. Korotkoruchko D.Yu., Investigation of the mode of operation of hydraulic accumulators in water supply systems / D.Yu. Korotkoruchko M.S. Ali, D.S. Beglyarov [et al.] // Natural and technical Sciences. 2024. No. 5(192). P. 195-204. DOI: 10.25633/ETN.2024.05.17. EDN: JXPCZM
2. Korotkoruchko D.Y. Studying the operation of hydraulic accumulators in water supply systems in order to increase its energy efficiency / D.Y. Korotkoruchko // Proceedings of the International Scientific Conference of Young Scientists and Specialists dedicated to the 150th anniversary of the birth of A.Y. Milovich: Collection of articles, Moscow, June 03-05,

03-05 июня 2024 года. Москва: РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева, 2024. С. 71-76. EDN: PKEDBJ

3. Короткоручко Д.Ю. Определение мощностных и энергетических характеристик насосов с регулируемой частотой вращения в системах водоподдачи с гидравлическими мембранными баками / Д.Ю. Короткоручко, М.С. Али // Природообустройство. 2025. № 1. С. 104-110. DOI: 10.26897/1997-6011-2025-1-104-110. EDN: AHDYS

4. Короткоручко Д.Ю. Экспериментальное исследование влияния гидравлических мембранных баков на работу центробежных насосов с регулируемой частотой вращения в локальных системах водоснабжения / Д.Ю. Короткоручко // Гидротехника. 2025. № 1(78). С. 46-55. EDN: GQKMTB

5. Мембранные расширительные емкости для систем водоснабжения, отопления и кондиционирования Zilmet®. Технический паспорт, руководство по монтажу и эксплуатации.

6. Лезнов Б.С. Энергосберегающие автоматизированные системы в водоснабжении и водоотведении // Водоснабжение и санитарная техника. 2004. № 2.

7. Али М.С. Насосы и насосные станции: Учебник. / М.С. Али, Д.С. Бегляров, В.Ф. Чебаевский. М.: Изд-во РГАУ-МСХА, 2015. 104 с.

8. Зезин В.Г. Газодинамика: Учебное пособие. Челябинск: Издательство ЮУрГУ, 2010. 132 с.

9. Зезин В.Г. Механика жидкости и газа: Учебное пособие. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2016. 250 с. EDN: DDHKMH

10. Лелеева Е.Н. Газодинамика: методические указания / Е.Н. Лелеева, Н.М. Лелеева, В.М. Овсянников. М.: Издательство МГОУ, 2013. 28 с. EDN: TUTSZN

11. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Учебник. М.: Изд-во «Наука», 1978. 736 с.

12. Оптимизация (обоснование) удельных нормативов водопотребления: отчет о НИР. М.: НИИСФ, 2017. 342 с.

Об авторах

Дмитрий Юрьевич Короткоручко, аспирант; AuthorID: 1129309; ORCID: 0009-0009-6613-3352; SPIN-код: 1116-6838; d.kor.kwc@mail.ru

Мунзер Сулейман Али, доцент, канд. техн. наук; WoS ResearcherID: AAE-5905-2022; Scopus AuthorID: 57183440800; ORCID: 0000-0003-2295-8140; SPIN-код: 1390-6101; AuthorID: 709443; munzer@yandex.ru

Критерии авторства / Authorship criteria

Короткоручко Д.Ю., Али М.С. выполнили экспериментальные и теоретические исследования, на основании которых провели обобщение и написали рукопись, имеют на статью авторское право и несут ответственность за плагиат.

Конфликт интересов / Conflict of interest

Авторы заявляют об отсутствии конфликтов интересов / The authors declare that there are no conflicts of interests

Вклад авторов / Contribution of the authors

Все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации. Все авторы в равной степени несут ответственность за нарушения в сфере этики научных публикаций.

Поступила в редакцию / Received at the editorial office 22.04.2025

Поступила после рецензирования / Revised after peer review 20.06.2025

Принята к публикации / Accepted for publication 20.06.2025

2024. – Moscow: RGAU-MSA named after C.A. Timiryazev, 2024. P. 71-76. EDN: PKEDBJ

3. Korotkoruchko D.Y. Determination of power and energy characteristics of pumps with variable speed in water supply systems with hydraulic diaphragm tanks / D.Y. Korotkoruchko, M.S. Ali // Prirodoobustroystvo. 2025. No. 1. P. 104-110. DOI: .26897/1997-6011-2025-1-104-110. EDN: AHDYSG

4. Korotkoruchko D.Y. Experimental study of the influence of hydraulic diaphragm tanks on the operation of centrifugal pumps with variable speed in local water supply systems / D.Y. Korotkoruchko // Hydraulic Engineering. 2025. No. 1(78). P. 46-55. EDN: GQKMTB

5. Membrane expansion tanks for Zilmet® water supply, heating and air conditioning systems. Technical data sheet, installation and operating instructions.

6. Leznov B.S. Energy-saving automated systems in water supply and sanitation // Water supply and sanitary engineering. 2004. No. 2.

7. Ali M.S. Pumps and pumping stations: Textbook/ M.S. Ali., D.S. Beglyarov, V.F. Chebaevsky. Moscow: Publishing House of RGAU-MSHA, 2015. 104 p.

8. Zezin V.G. Hydraulic gas dynamics: A textbook / V.G. Zezin. Chelyabinsk: SUSU Publishing House, 2010. 132 p.

9. Zezin V.G. Mechanics of liquid and gas: A textbook / V.G. Zezin. Chelyabinsk: SUSU Publishing Center, 2016. 250 p. EDN: DDHKMH

9. Leleeva E.N. Hydraulic gas dynamics / E.N. Leleeva, N.M. Leleeva, V.M. Ovsyannikov. Moscow: Moscow State University Publishing House, 2013. 28 p. EDN: TUTSZN

10. Loitsyansky L.G. Mechanics of liquid and gas. Textbook. Moscow: Nauka Publishing House, 1978. 736 p.

12. Optimization (justification) of specific water consumption standards: research report. Moscow: NIISF, 2017. 342 p.

Information about the authors

Dmitrii Y. Korotkoruchko, postgraduate student; AuthorID: 1129309; ORCID: 0009-0009-6613-3352; SPIN-code: 1116-6838; d.kor.kwc@mail.ru

Munzer S. Ali, CSc (Eng), associate professor; WoS ResearcherID: AAE-5905-2022; Scopus AuthorID: 57183440800; ORCID: 0000-0003-2295-8140; SPIN-code: 1390-6101; AuthorID: 709443; munzer@yandex.ru

Korotkoruchko D.Y., Ali M.S. carried out experimental and theoretical studies, on the basis of which they generalized and wrote the manuscript. They have a copyright on the article and are responsible for plagiarism.

All the authors made an equal contribution to the preparation of the publication. All the authors are equally responsible for violations in the field of ethics of scientific publications.