

Оригинальная статья

<https://doi.org/10.26897/1997-6011-2025-1-104-110>

УДК 532.5: 628.12



## ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТНЫХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСОВ С РЕГУЛИРУЕМОЙ ЧАСТОТОЙ ВРАЩЕНИЯ В СИСТЕМАХ ВОДОПОДАЧИ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ МЕМБРАННЫМИ БАКАМИ

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 – определение рабочих областей работы гидравлических мембранных баков, в том числе мощностных, независимо от характеристик насосного оборудования и объемов водопотребления, с использованием частотного преобразователя. В статье приводятся результаты испытаний системы водоподачи отдельно от бака и совместно с ним при 100%-ной частоте вращения насоса и на более низких частотах вплоть до 60%. В настоящее время гидравлические мембранные баки стали эффективным аналогом водонапорных башен для небольших хозяйств: частных домов, школ, больниц и т.д. Они позволяют грамотно контролировать работу насосного оборудования, регулируя его расход и давление, а также снижая его износ. Однако существует проблема, связанная с правильным подбором и настройкой бака, так как многие водопотребители не знают, какие конкретно расход и напор им нужны. Соответственно встает вопрос об энергоэффективности, так как неверный выбор бака может привести к существенным затратам электроэнергии, а значит, к денежным потерям. Представлены результаты испытаний мембранных баков при совместной работе без и с частотным преобразователем, приведены формулы расчета и прогнозирования областей работы таких систем, подходящие к любому баку и позволяющие рассчитать мощностные и энергетические характеристики систем водоподачи с пневмобакками и преобразователями частоты.

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

**Формат цитирования:** Короткоручко Д.Ю., Али М.С. Определение мощностных и энергетических характеристик насосов с регулируемой частотой вращения в системах водоподачи с гидравлическими мембранными баками // Природообустройство. 2025. № 1. С. 104-110. <https://doi.org/10.26897/1997-6011-2025-1-104-110>

Scientific article

## DETERMINATION OF POWER AND ENERGY CHARACTERISTICS OF VARIABLE SPEED PUMPS IN WATER SUPPLY SYSTEMS WITH HYDRAULIC DIAPHRAGM TANKS

D.Y. 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 determine the working areas of hydraulic diaphragm tanks, including high-capacity ones, regardless of the characteristics of pumping equipment and water consumption, including using a frequency converter. This article presents the test results of the water supply system separately from the tank and together with it at 100% pump speed and at lower frequencies up to 60%. Currently, hydraulic membrane tanks have become an effective analogue of water towers for small farms: private homes, schools, hospitals, etc. They allow you to properly control the operation of pumping equipment, regulating its flow rate and pressure, as well as reducing its wear. However, there is a problem with the correct selection and configuration of the tank, as many water consumers do not know what specific flow rate and pressure they need. Accordingly, the issue of energy efficiency arises – the wrong choice of tank can lead to significant energy costs, and hence to monetary losses. The article presents the test results of membrane tanks when working together without and with a frequency converter, provides formulas for calculating and predicting the areas of operation of such systems that are suitable for any tank and allow calculating the power and energy characteristics of water supply systems with pneumatic tanks and frequency converters.

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

**Format of citation:** Korotkoruchko D.Y., Ali M.S. Determination of power and energy characteristics of variable speed pumps in water supply systems with hydraulic diaphragm tanks // Prirodobustrojstvo. 2025. No. 1. P. 104-110. <https://doi.org/10.26897/1997-6011-2025-1-104-110>

**Введение.** Ранее [1] мы рассмотрели, в чем заключается актуальность изучения работы гидравлических баков, их правильного подбора и настройки. В данной статье перейдем непосредственно к расчетам и экспериментам.

Существующие исследования практически не рассматривают возможность и преимущества совместного использования гидравлических баков и частотных преобразователей. Они содержат главным образом обзоры и изучение таких систем по отдельности. Например, известный производитель насосов Grundfos в своем исследовании, представленном на официальном сайте, рассматривает наполненные азотом мембранные баки, в которых давление должно быть на 0,5 бар больше статического. При этом бак в данном исследовании подключается не к напорному, а к всасывающему трубопроводу с целью поглощения избыточного давления. Данные баки используются в сочетании с системой повышения давления и ее функцией «Остановки».

Другая сфера нынешних исследований работы мембранных баков – отопление. В статье [2] о потерях эксергии в грунтовом тепловом насосе данные баки упоминаются как компенсаторы давления, приводятся общие данные об их использовании в системах отопления, но не более того.

В свою очередь, частотные преобразователи встречаются в научных публикациях авторов намного чаще. Например, в статье [3] авторы рассматривают их с точки зрения анализа переходных характеристик и улучшения показателей работы осевых насосов. В другой работе [4] приводятся данные по расчету эффективности насоса с регулируемой скоростью вращения для систем подачи жидкости со статическим напором и без него. Еще одно исследование [5] показывает, сколько электроэнергии экономится при использовании частотных преобразователей.

**Цель исследований:** определение рабочих областей работы гидравлических мембранных баков, в том числе мощностных, независимо от характеристик насосного оборудования и объемов водопотребления, с использованием частотного преобразователя.

**Материалы и методы исследований.** Для проведения испытаний с целью получения расчетных данных использовалась экспериментальная установка, расположенная в лаборатории насосов Российского государственного аграрного университета – МСХА имени К.А. Тимирязева (рис. 1).

В первую очередь были определены рабочие характеристики насоса без бака,

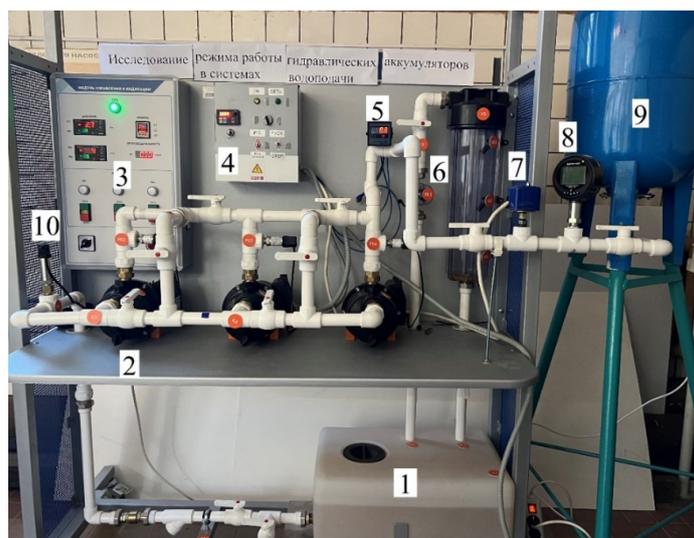


Рис. 1. Экспериментальная установка:

- 1 – резервуар с водой; 2 – центробежный насос RGJ-602P; 3 – модуль управления и индикации;  
4 – преобразователь частоты; 5 – ваттметр; 6 – расходомер; 7 – реле давления;  
8 – цифровой манометр; 9 – мембранный бак объемом 60 л; 10 – датчик давления

Fig. 1. Experimental installation:

- 1 – water tank; 2 – centrifugal pump RGJ-602P; 3 – control and indication module; 4 – frequency converter;  
5 – wattmeter; 6 – flow meter; 7 – pressure switch; 8 – digital pressure gauge; 9-60 l diaphragm tank; 10 – pressure sensor

которые представлены на рисунке 2. Для получения более точных показателей было проведено по 10 испытаний при частотах от 100 до 50% с шагом в 5% (95, 90 и т.д.).

Затем к работе был подключен мембранный бак. Замечено, что при открытии задвижки на ведущем к баку патрубке максимальный расход насоса даже при 100%-ной частоте снизился с 30 до 23 л/мин. Это связано с тем, что часть воды уходит в трубу, и частично – в бак, фактически не наполняя его, так как показания манометра перед баком вырастают лишь на 2-3 кПа.

Результаты испытаний с баком в целом подтверждают проведенные ранее испытания [6].

При расчете использовались следующие значения:

- Расход насоса, л/мин: 2,7; 5,4; 10,8.
- Давление воздуха в баке, кПа, в диапазоне 50-240.
- Давление включения и выключения насоса на реле, выставляемое в соответствии с расходом (при повышении расхода значения снижались, а при понижении увеличивались). Например, для расхода 2,7 л/мин давление включения и выключения составляло 140 и 270 кПа соответственно, а при 10 л/мин – 80 и 180 кПа соответственно. Расход регулировался изменением положения задвижки.

Затем к работе был снова подключен частотный преобразователь для изменения частоты вращения рабочего колеса насоса. Диапазон частот составил 100-60% (50-30 Гц) с шагом в 10%.

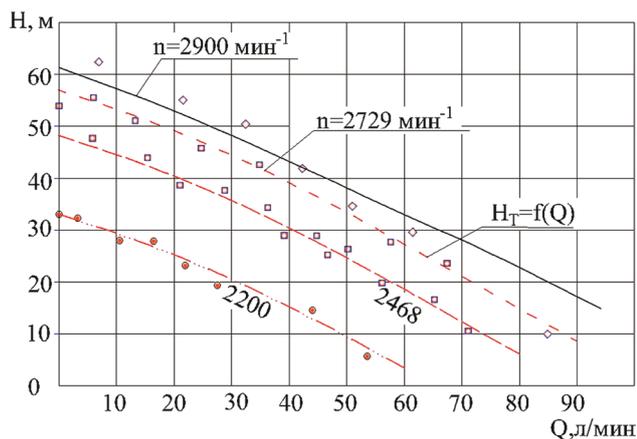


Рис. 2. Результаты испытаний насоса RGJ-602P: а – при 100%-ной частоте вращения рабочего колеса; б – при 85%-ной частоте вращения; в – при 65%-ной частоте вращения; г – при 55%-ной частоте вращения

Fig. 2. Test results of RGJ-602P pump:

- a – at 100% impeller rotational speed;
- b – at 85% rotational speed; c – at 65% rotational speed;
- d – at 55% rotational speed

Далее определялись ключевые параметры: время наполнения бака  $t_{наполн}$  (ось  $x$ ), давление в системе  $P_{сист}$  (ось  $y$ ) и мощность насоса  $N_{насос}$  (ось  $z$ ) в определенные моменты наполнения. Суммарное время наполнения  $t_{наполн}$  делилось на равные отрезки для получения 8 точек (моментов). Именно в эти моменты наблюдений фиксировались показания приборов давления и мощности.

Для наглядной демонстрации зависимости мощности насоса от времени наполнения бака и общего давления в системе было принято решение построить 3D-графики на основании полученных данных. Для этого использовался метод *кригинга* – регрессии на основе гауссовских процессов, используемой для интерполяции недостающих значений. Данный метод также носит название предсказания Винера-Колмогорова в честь Норберта Винера и Андрея Колмогорова, одного из крупнейших математиков XX в.

Метод кригинга основывается на представлении прогнозируемого значения как взвешенной суммы наблюдений с учетом пространственной корреляции между точками. В основе гауссовского процесса регрессии лежит подход гауссовских процессов, которые моделируют данные как реализацию случайной функции [7]. Гауссовский процесс задается как множество случайных величин, каждая из которых обладает нормальным распределением, а совокупность любых конечных подмножеств этих величин имеет многомерное нормальное распределение [8].

Гауссов процесс определяется следующими параметрами:

- математическое ожидание  $m(t_{наполн})$ :

$$m(t_{наполн}) = E[f(t_{наполн})], \tag{1}$$

где  $E[f(t_{наполн})]$  – среднее ожидаемое значение функции  $f$  в точке  $x$ , которая является входным вектором (точкой в пространстве признаков).

- ковариационная функция (ядро)  $k(t_{наполн}, t_{наполн}')$ :

$$k(t_{наполн}, t_{наполн}') = E[(f(t_{наполн}) - m(t_{наполн}))(f(t_{наполн}') - m(t_{наполн}'))]. \tag{2}$$

Для упрощения часто предполагается, что  $m(t_{наполн}) = 0$ , и это позволяет сосредоточиться на ковариационной структуре данных.

Пусть есть  $n$ -е количество наблюдений. Тогда массив входных данных –

$$T_{наполн} = \{t_{наполн1}, t_{наполн2}, \dots, t_{наполнn}\}, \tag{3}$$

где  $t_{наполнi} \in R^d$  –  $d$ -мерное вещественное пространство.

А массив наблюдаемых значений –

$$P_{сист} = \{P_{сист1}, P_{сист2}, \dots, P_{систn}\}. \tag{4}$$

Цель – предсказать значение  $f(t_{наполн*})$  для новой точки  $t_{наполн*}$ .

Предполагается, что значения целевой функции в обучающих точках  $P_{сист}$  и значение в новой точке  $f(t_{наполн*})$  совместно подчиняются многомерному нормальному распределению.

Ковариационная функция (ядро)  $k(t_{наполн}, t_{наполн'})$  определяет связь между точками в пространстве признаков. Выбор ядра влияет на свойства предсказания. Распространенные примеры ядер:

– Радиально-базисное ядро –

$$k(t_{наполн}, t_{наполн'}) = \exp\left(-\frac{t_{наполн} - t_{наполн'}^2}{2l^2}\right), \quad (5)$$

где  $||t_{наполн} - t_{наполн}'||$  – евклидово расстояние между точками  $t_{наполн}$  и  $t_{наполн}'$ ;  $l$  – параметр длины масштаба, который регулирует, как быстро корреляция убывает с расстоянием.

– ядро Маттерна –

$$k(t_{наполн}, t_{наполн}') = \frac{2^{1-\nu}}{\Gamma(\nu)} \left(\frac{\sqrt{2\nu} t_{наполн} - t_{наполн}'}{l}\right)^\nu K_\nu\left(\frac{\sqrt{2\nu} t_{наполн} - t_{наполн}'}{l}\right), \quad (6)$$

где  $\nu$  – параметр гладкости, определяющий «шумность» модели;  $K$  – модифицированная функция Бесселя;  $\Gamma()$  – обобщение факториала на вещественные и комплексные числа.

– Линейное ядро –

$$k(t_{наполн}, t_{наполн}') = t_{наполн} \cdot t_{наполн}'. \quad (7)$$

Линейное ядро применяется, если зависимость между точками предполагается линейной.

Таким образом, алгоритм расчета и интерполяции следующий:

1) выбирается ковариационная функция (например, RBF);

2) определяются гиперпараметры ( $l, \sigma_n^2$ ) ядра, которые могут быть найдены методом оптимизации;

3) вычисляются ковариационные матрицы  $(K(T_{наполн}, T_{наполн}), K(T_{наполн}, t_{наполн*}), K(t_{наполн*}, t_{наполн*}))$ ;

4) на основе формул для  $\mu_*$  и  $\sigma_*^2$  делаются предсказания для новых точек  $t_{наполн*}$ .

Графики построены при помощи кросс-платформенной интегрированной среды разработки PyCharm и языка программирования Python. Непосредственно для построения графиков перед написанием выполняемого кода были подгружены и импортированы библиотеки программного обеспечения MATLAB для расчетов гауссовских процессов.

**Результаты и их обсуждение.** Результаты испытаний приведены в таблице. Давление в 100 кПа в баке было выбрано ввиду более стабильной работы системы, так как при более

Таблица. Данные испытаний при давлении воздуха в баке 100 кПа  
Table. Test data at 100 kPa air pressure in the tank

Время $t_{наполн}$ , с / Time $t_{fill}$ , s	100%, 2,7 л/мин / 100%, 2.7 l/min					90%, 2,7 л/мин / 90%, 2.7 l/min					80%, 2,7 л/мин / 80%, 2.7 l/min													
	0	23	46	69	92	0	37	74	111	148	0	42	84	126	168									
Давление $P_{сист}$ , кПа / Pressure $P_{sys}$ , kPa	119	148	174	200	221	237	249	259	101	141	166	191	207	216	223	227	88	132	147	159	166	172	176	178
Мощность $N_{насос}$ , Вт / Power $N_{pump}$ , W	0	449	451	453	454	450	449	450	0	346	348	349	350	351	350	351	0	260	262	261	261	262	262	
Время $t_{наполн}$ , с / Time $t_{fill}$ , s	100%, 5,4 л/мин / 100%, 5.4 l/min					90%, 5,4 л/мин / 90%, 5.4 l/min					80%, 5,4 л/мин / 80%, 5.4 l/min													
0	29	58	87	116	145	174	207	0	24	48	72	96	120	144	173	0	56	112	168	224	280	336	392	
Давление $P_{сист}$ , кПа / Pressure $P_{sys}$ , kPa	111	145	169	189	207	219	226	232	75	124	140	154	166	172	180	180	46	127	139	146	150	152	153	
Мощность $N_{насос}$ , Вт / Power $N_{pump}$ , W	0	447	447	449	443	445	449	449	0	346	347	349	348	348	347	347	0	259	259	260	260	261	260	260
Время $t_{наполн}$ , с / Time $t_{fill}$ , s	100%, 10,7 л/мин / 100%, 10.7 l/min					90%, 10,7 л/мин / 90%, 10.7 l/min					80%, 10,7 л/мин / 80%, 10.7 l/min													
0	20	40	60	80	100	120	141	0	15	30	45	60	75	90	107	0	4	8	12	16	20	24	27	
Давление $P_{сист}$ , кПа / Pressure $P_{sys}$ , kPa	41	123	135	144	152	158	163	168	101	126	130	134	136	138	140	141	21	99	103	104	105	105	106	106
Мощность $N_{насос}$ , Вт / Power $N_{pump}$ , W	0	427	426	431	424	424	431	434	0	345	343	345	344	345	344	345	0	258	258	258	258	258	259	258

высоких значениях давления (150-200 кПа) бак начинает препятствовать наполнению, что приводит к слишком частым включениям и выключениям насоса.

На основании полученных данных построены трехмерные графики зависимости (рис. 2).

На основании представленных графиков выявлены ключевые закономерности работы гидравлического аккумулятора (расширительного бака) при различных режимах работы насоса и расходах жидкости.

1. Анализ времени наполнения бака и мощностных характеристик насоса.

Для всех случаев наблюдается увеличение времени наполнения с понижением частоты вращения насоса. Это связано с уменьшением напора, который насос создает при снижении частоты. При расходе 2,7 л/мин (графики а, б, в) время наполнения остается относительно стабильным, что свидетельствует о высокой энергоэффективности системы при малых расходах. В то же время при увеличении расхода до 10,7 л/мин (графики ж, з, и) становится очевидным снижение эффективности при частотах 90 и 80%, что указывает на необходимость более точного подбора бака.

Для обеспечения оптимального времени работы и стабильности системы можно использовать формулу расчета рабочего объема бака:

$$V_{\text{бак}} = \frac{Q * \Delta t}{\Delta P}, \quad (12)$$

где  $t$  – диапазон времени, с;  $P$  – диапазон давления, кПа.

Подставив результаты испытаний, получим для расхода 5,4 л/мин рабочий объем бака в 0,324 л. Это подтверждает тот факт, что баки с малым объемом обеспечивают стабильность и эффективность системы только для малых расходов.

1. Обоснование выбора диапазонов давления.

Для расчета давления в системе можно воспользоваться формулой:

$$P_{\text{сист}} = P_{\text{мин}} + \frac{\Delta P}{2}, \quad (13)$$

где  $P_{\text{мин}}$  – минимальное давление, ниже которого нельзя опускаться ввиду риска кавитации. Это значение определяет нижний предел, допустимый для настройки системы. В данном исследовании оптимальный диапазон давления составляет  $100 \pm 25$  кПа, что соответствует безопасным и эффективным режимам работы.

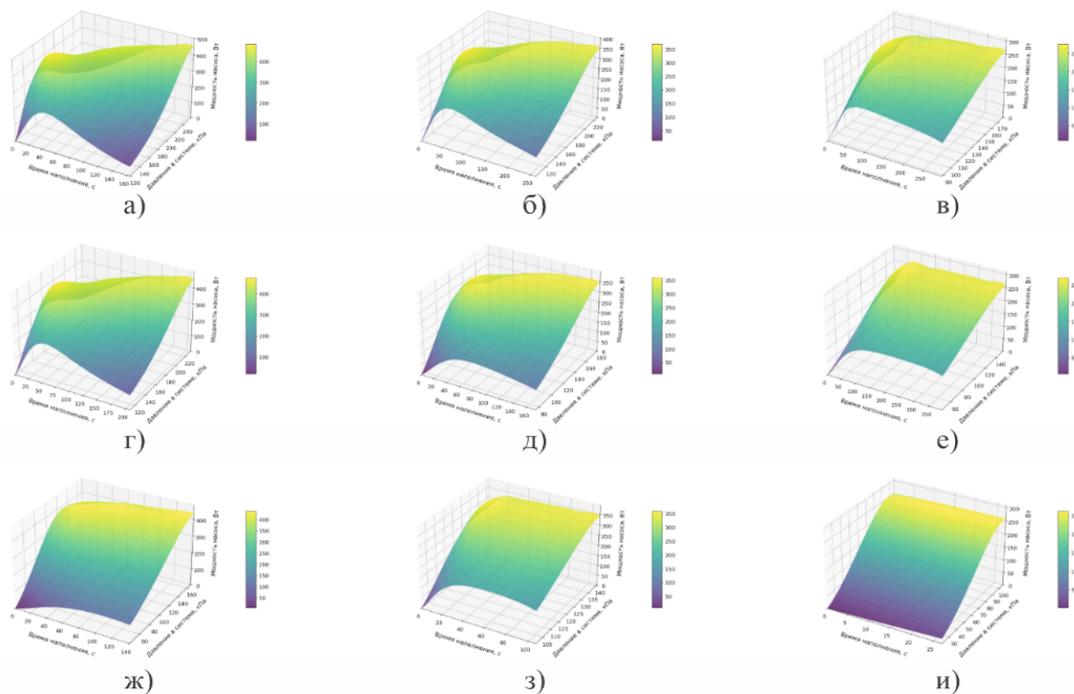


Рис. 3. 3D-графики, демонстрирующие зависимость мощности насоса от времени наполнения бака и давления в системе:

а, б, в-при расходе 2,7 л/мин с частотой вращения 100, 90 и 80% соответственно;  
г, д, е – при расходе 5,4 л/мин с частотой вращения 100, 90 и 80% соответственно;  
ж, з, и – при расходе 10,7 л/мин с частотой вращения 100, 90 и 80% соответственно

Fig. 3. 3D graphs showing the dependence of the pump power on the time of filling the tank and the pressure in the system:

а, б, в- at a flow rate of 2.7 l/min with a rotation speed of 100, 90 and 80%, respectively;  
г, д, е – at a flow rate of 5.4 l/min with a rotational speed of 100, 90 and 80% respectively;  
ж, з, и – at a flow rate of 10.7 l/min with a rotation speed of 100, 90 and 80% respectively

## 2. Энергетическая эффективность системы.

Снижение частоты вращения насоса приводит к снижению его мощности, однако при высоких расходах (10,7 л/мин и более) это сопровождается заметным снижением напора. Для оценки энергетической эффективности можно использовать формулу:

$$E_{\text{насос}} = \frac{P \cdot Q}{\eta \cdot f}, \quad (14)$$

где  $P$  – мощность насоса;  $Q$  – расход жидкости;  $\eta$  – КПД насоса;  $f$  – частота вращения.

Например, при мощности насоса 347 Вт, расходе 5,4 л/мин = 0,09 л/с, КПД  $\eta = 0,8$  (средний КПД таких насосов) и частоте 2460 об/мин (90%) энергетическая эффективность составит:

$$E_{\text{насос}} = \frac{347 \cdot 0,09}{0,8 \cdot 2460} \approx 0,016 \text{ Вт/л}$$

Таким образом, в проведенных испытаниях система достигает оптимальных значений на частотах 80-90% при расходах до 5,4 л/мин.

## 3. Практическая значимость.

Полученные результаты подтверждают, что для низких и средних расходов жидкости (до 5,4 л/мин) можно использовать меньшие объемы бака при сохранении стабильности давления. Однако при больших расходах (10,7 л/мин и более) необходимо либо увеличить объем бака, либо скорректировать параметры насоса (выбрать другой насос), чтобы обеспечить стабильность системы.

## Выводы

На основании представленных графиков можно сделать следующие выводы о работе системы, подборе и расчете бака.

1. Зависимость работы бака от частоты вращения насоса. Снижение частоты вращения насоса (от 100 к 80%) приводит к уменьшению напора жидкости. Это прослеживается по сглаживанию поверхности графиков. При уменьшении частоты

насосной установки бак демонстрирует меньшую способность обеспечивать стабильность давления, что особенно критично при высоких расходах.

2. Зависимость от расхода. При низких расходах поверхность графиков более сглаженная, что свидетельствует о стабильности системы. Это значит, что бак и насос работают в пределах своей оптимальной производительности. С увеличением расхода графики становятся более «наклонными». Это указывает на увеличение разницы в давлении, что может быть связано с ограничением пропускной способности бака, насоса и трубопроводной системы в целом.

3. Влияние на подбор бака. При расходе 10,7 л/мин система работает на грани своих возможностей, особенно при 80% частоты вращения. График и рисунок 2 показывает наиболее резкое снижение напора, что может привести к нестабильности в системе. Для обеспечения стабильной работы на высоких расходах необходимы бак большего объема или насос с более высоким напором.

4. Работа при низких частотах. Снижение частоты вращения насоса (например, до 80% и ниже) приводит к недостатку напора при увеличенных расходах. Таким образом, частота ниже 90% целесообразна только при низких расходах.

5. Рекомендации для подбора бака. Если система должна работать с более высоким расходом, необходимо либо увеличить объем бака, чтобы компенсировать снижение напора, либо использовать насос с более высокой производительностью.

6. При меньших расходах (например, 2,7-5,4 л/мин) текущий объем бака выглядит достаточным, особенно при работе насоса на частотах 100 и 90%.

Дальнейшие испытания при давлении воздуха в баке ниже 100 кПа и расходах ниже 2,7 л/мин дадут исчерпывающие результаты по данным вопросам.

## Список использованных источников

1. Короткоручко Д.Ю. Исследование режима работы гидравлических аккумуляторов в системах водоподачи / Д.Ю. Короткоручко, М.С. Али, Д.С. Бегляров, Е.А. Лентяева, В.В. Демидочкин // *Естественные и технические науки*. 2024. № 5 (192). С. 196-203.
2. Осинцев К.В. Экспериментальное исследование эксергетических потерь грунтового теплового насоса и их оптимизация на основе аппроксимации кусочно-линейных функций / К.В. Осинцев, С.В. Алюков // *Каталог библиотеки ВГТУ*. 2022. Т. 95, № 1. С. 11-21.
3. Zuo Z., Tan L., Shi W., Chen C., Ye J., Francis E.M. Transient Characteristic Analysis of Variable Frequency

## References

1. Korotkoruchko D.Y. Investigation of the mode of operation of hydraulic accumulators in water supply systems / D.Y. Korotkoruchko, Ali Munzer Suleiman D.S. Beglyarov E.A. Lentyaeva, V.V. Demidochkin // *Natural and Technical Sciences* No. 5 (192), 2024, P. 196-203.
2. Osintsev K.V. Experimental study of exergetic losses ground heat pump and their optimization based on the approximation of piecewise linear functions / K.V. Osintsev, S.V. Alyukov. // *Catalog of the BSTU library*. 2022, vol. 95, No. 1. P. 11-21
3. Zhao Z., Tang L.; Shi W., Chen K., Ye J., Francis E.M. Analysis of transient characteristics of frequency-controlled

Speed Regulation of Axial Flow Pump // Sustainability. 2022. № 14. P. 11143. <https://doi.org/10.3390/su141811143>

4. Wei Guo, Josage Chathura Perera, Daryl Cox, Sachin Nimbalkar, Thomas Wenning, Kiran Thirumaran, Eli Levine. Variable-speed pump efficiency calculation for fluid flow systems with and without static head // International Journal of Energy Management. 2020. June. Vol. 2, Iss. 3. Pp. 38-50.

5. Tom Neuberger, Steven B. Weston. Variable frequency drives: energy savings for pumping applications. Eaton Corporation, Industry Application IA04008002E. 2012. November.

6. Сабра К. Особенности работы центробежных насосов с использованием преобразователя частоты вращения / К. Сабра, М.С. Али // Природообустройство. 2013. № 5. С. 64-67.

7. Пальмов С.В. Классификация гауссовских процессов как инструмент прогнозирования // Экономика в теории и на практике: актуальные вопросы и современные аспекты: Сборник статей XV Международной научно-практической конференции, г. Пенза, 5 апреля 2023 г. Пенза: Наука и Просвещение (ИП Гуляев Г.Ю.), 2023. С. 102-104.

8. Бурнаев Е. Сравнительный анализ критериев адаптивного планирования экспериментов на основе гауссовских процессов / Е. Бурнаев, М. Панов // Сборник трудов 35-й междисциплинарной школы-конференции ИППИ РАН «Информационные технологии и системы 2012». М.: Институт проблем передачи информации им. А.А. Харкевича РАН, 2012. С. 167-172.

9. Рожков А.Н., Али М.С. Экономическая эффективность применения насосных установок с регулируемым электроприводом при малых подачах воды / А.Н. Рожков М.С. Али // Водоснабжение и санитарная техника. 2015. № 5. С. 69-74.

10. 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.

axial pump speed control. Environmental friendliness 2022, 14, 11143. <https://doi.org/10.3390/su141811143>

4. Wei Guo, Josage Chathura Perera, Daryl Cos, Sachin Nimbalkar, Thomas Winning, Karan Thirumaran, Eli Levine. Variable-speed pump efficiency calculation for fluid flow systems with and without static head. – International Journal of Energy Management. – June, 2020, volume 2, issue 3, p. 38-50.

5. Tom Neuberger, Steven B. Weston. Variable frequency drives: energy savings for pumping applications. – Eaton Corporation, Industry Application IA04008002E. – November, 2012.

6. Sabra K. Features of operation of centrifugal pumps using a frequency converter / K. Sabra, M.S. Ali // Prirodoobustrojstvo. 2013. No. 5. P. 64-67.

7. Palmov S.V. Classification of Gaussian processes as a forecasting tool / S.V. Palmov // Economics in theory and in practice: current issues and modern aspects: collection of articles of the XV International Scientific and Practical Conference, Penza, April 05, 2023. Penza: Science and Education (IP Gulyaev G.Yu.), 2023. P. 102-104.

8. Burnaev E. Comparative analysis of criteria for adaptive experiment planning based on Gaussian processes / E. Burnaev, M. Panov // Proceedings of the 35th Interdisciplinary school-conference of the IPPI RAS “Information Technologies and Systems 2012”. Moscow: A.A. Kharkevich Institute of Information Transmission Problems of the Russian Academy of Sciences, 2012. P. 167-172.

9. Rozhkov A.N. Economic efficiency of using pumping units with an adjustable electric drive at low water supplies / Rozhkov A.N., Ali M.S. // Water supply and sanitary equipment. 2015. No. 5. P. 69-74.

10. Ali M.S. Pumps and pumping stations: textbook / Beglyarov D.S., Chebaevsky V.F. M.: publishing house of RGAU-MSHA, 2015. 104 p.

#### 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 27.12.2024

Одобрена после рецензирования / Approved after peer review 22.01.2025

Принята к публикации / Accepted for publication 22.01.2025

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