

# ИНЖЕНЕРНЫЕ СИСТЕМЫ. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЗДАНИЙ. ПРОБЛЕМЫ ЖКК. ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ И ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ. БЕЗОПАСНОСТЬ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ. ЭКОЛОГИЯ

НАУЧНАЯ СТАТЬЯ / RESEARCH PAPER

УДК 624.65

DOI: 10.22227/2305-5502.2022.1.6

## Критерии подобия автономной перекачивающей системы и их влияние на показатели энергетической эффективности

Наталья Равиловна Ахмедова, Владимир Аркадьевич Наумов

*Калининградский государственный технический университет (КГТУ); г. Калининград, Россия*

### АННОТАЦИЯ

**Введение.** Сформулирована система уравнений, которая описывает течение жидкости в автономной перекачивающей системе (АПС) с центробежным насосом (ЦН). При решении задачи необходимо учесть изменение статического напора, особенности гидравлического сопротивления труб, влияние температуры. Показано, что при определенном выборе характерного значения расхода исследуемое течение имеет два критерия подобия, и оценено их влияние на показатели энергетической эффективности простой гидравлической сети.

**Материалы и методы.** Гидравлический расчет АПС выполнен с насосом 1К 50-32-125, характеристики которого представлены в технической документации. Для решения сформирована математическая модель на основе уравнения Бернулли для нестационарного течения.

**Результаты.** Решена нестационарная задача перекачивания жидкости ЦН в АПС при переменном уровне в автономной (квадратичной) области сопротивления. Для случая  $Str = 0$ , где  $Str$  — аналог числа Струхала, найдено аналитическое выражение времени перекачивания заданного объема жидкости от значения критерия  $\Theta$  (безразмерный комплекс, связывающий превышения напора ЦН над начальным статическим напором при нулевой подаче, крутизну напорной характеристики и гидравлическое сопротивление сети). Представлены результаты гидравлического расчета АПС с насосом 1К 50-32-125 при различных диаметрах трубопровода, с техническими параметрами, характерными для автономных систем водоснабжения и водоотведения. Для перекачивания воды определен показатель удельных энергозатрат  $E$ , который применяют при оценке энергетической эффективности систем водоснабжения и водоотведения.

**Выводы.** Установлено, что вместе с диаметром трубопровода растут значения критерия подобия  $\Theta$ , при этом КПД снижается, а показатель энергозатрат улучшается. В рассматриваемых условиях при подборе оборудования целесообразно в оценке энергетической эффективности ориентироваться на изменение величины  $E$ , а не КПД.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** центробежный насос, энергоэффективность, энергозатраты, коэффициент полезного действия, перекачивающая система, характеристики насоса, гидравлический расчет

**ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ:** Ахмедова Н.Р., Наумов В.А. Критерии подобия автономной перекачивающей системы и их влияние на показатели энергетической эффективности // Строительство: наука и образование. 2022. Т. 12. Вып. 1. Ст. 6. URL: <http://nso-journal.ru>. DOI: 10.22227/2305-5502.2022.1.6

Автор, ответственный за переписку: Наталья Равиловна Ахмедова, [isfendi@mail.ru](mailto:isfendi@mail.ru).

## Similarity criteria of an autonomous pumping system and their impact on energy efficiency indicators

Natal'ya R. Ahmedova, Vladimir A. Naumov

*Kaliningrad State Technical University (KSTU); Kaliningrad, Russian Federation*

### ABSTRACT

**Introduction.** The authors have formulated a system of equations to describe the liquid flowing in a self-contained pumping system (SPS) that has a centrifugal pump (CP). To solve the problem, it is necessary to take into account a change in static pressure, features of the hydraulic resistance of pipes, and the influence of temperature. The authors have shown that the flow under study has two similarity criteria in the case of a certain characteristic flow rate. The authors have also assessed their influence on the energy efficiency values of a basic hydraulic circuit.

**Materials and methods.** The authors make a hydraulic analysis of an SPS that has pump 1K 50-32-125, whose characteristics are presented in the technical specification. A mathematical model, based on the Bernoulli equation for an unsteady flow, was developed to solve the problem.

**Results.** The authors solve the non-steady problem of pumping liquid through the central heating system into the SPS if the liquid level is variable in the self-similar (quadratic) resistance range. For the case when  $Str = 0$  and  $Str$  is the analogue of the Strouhal number, the authors find the analytical expression of pumping time for the pre-set amount of liquid and the value of criterion  $\Theta$  (a dimensionless complex value linking the difference between the head in the central heating system and the initial static head in the event of zero supply, the steepness of the pressure characteristic and the hydraulic resistance of the circuit). The results of the hydraulic analysis of SPS that has pump 1K 50-32-125 and different pipeline diameters, technical parameters characteristic of self-contained water supply and sanitation systems are presented. Power consumption value  $E$  is identified for water pumping. This value is used to assess the energy efficiency of water supply and sewerage systems.

**Conclusions.** The authors have found that the values of the similarity criterion  $\Theta$  increase together with the pipeline diameter, while efficiency decreases and the energy consumption value improves. Under the conditions under consideration, it is advisable to focus on a change in the value of  $E$  rather than efficiency, when energy efficiency is assessed in the process of selecting equipment.

**KEYWORDS:** centrifugal pump, energy efficiency, power consumption value, efficiency, pumping system, pump characteristics, hydraulic calculation

**FOR CITATION:** Ahmedova N.R., Naumov V.A. Similarity criteria of an autonomous pumping system and their impact on energy efficiency indicators. *Stroitel'stvo: nauka i obrazovanie* [Construction: Science and Education]. 2022; 12(1):6. URL: <http://nso-journal.ru> DOI: 10.22227/2305-5502.2022.1.6

*Corresponding author:* Natal'ya R. Ahmedova, [isfendi@mail.ru](mailto:isfendi@mail.ru).

## ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день опубликовано большое количество результатов экспериментальных и теоретических исследований, направленных на повышение энергетической эффективности гидравлических сетей с центробежными насосами (ЦН) в различных отраслях [1–9].

В публикации [4] отмечается, что системы водоснабжения и водоотведения относятся к наиболее энергоемким объектам жилищно-коммунального хозяйства, где основными потребителями электроэнергии являются силовые агрегаты насосной станции.

Анализ работы многих скважин, оборудованных установками электроприводных лопастных насосов [7], показал, что в режиме, отличающемся от оптимального на  $\pm 10\%$ , функционируют лишь около  $17\%$  установок. Еще около  $40\%$  установок эксплуатируется в рабочей части характеристики, остальные работают с подачами, значения которых выходят за границы рабочего диапазона характеристик. Авторы [7] подчеркивают, что в такой ситуации около  $80\%$  высокоэффективных насосных установок не имеют преимуществ перед установками с более низким максимальным коэффициентом полезного действия.

Проанализированы проблемы повышения энергетической эффективности силовых агрегатов насосных станций систем водоснабжения [9]. Проведен анализ понятия энергетической эффективности в применении к силовым агрегатам насосных станций систем водоснабжения и водоотведения. Предложена методика и аналитические зависимости для оценки энергетической эффективности силовых агрегатов по удельным показателям, в том числе при их частотном регулировании.

Все вышеназванные исследования относятся к сложным гидравлическим сетям. Тогда как в ав-

тономных системах водоснабжения, водоотведения и в промышленном производстве широко используется простая гидравлическая сеть. В ее состав входят (рис. 1): исходная и приемная емкости (баки), всасывающий и нагнетательный трубопровод, ЦН и вентили. Особенность такой сети в том, что перепад уровней в верхнем и нижнем баке  $H$  не остается постоянным. Если изменение  $H$  во время работы ЦН мало по сравнению с абсолютной величиной  $H$ , то указанным эффектом можно пренебречь. В противном случае его необходимо учитывать.

Методы моделирования нестационарных процессов в трубопроводных системах, в том числе в автономной перекачивающей системе (АПС), рассмотрены в трудах [10–12]. В стационарном моделировании водораспределительной сети (WDN) резервуары моделируются как узлы с известными напорами. В результате уровни резервуаров повышаются после каждого моделирования стационарного состояния с использованием уравнений внешнего баланса массы в моделировании с расширенным периодом. Такой подход может привести к численной неустойчивости, особенно когда резервуары находятся в непосредственной близости. Для получения стабильной модели [11] была введена нестационарная формулировка модели WDN, решение получено с помощью алгоритма обобщенного глобального градиента. Усовершенствование данного алгоритма с помощью метода контрольных объемов предложено в статье [12]. Заметим, что в указанных работах в состав АПС не включен ЦН.

Система уравнений, описывающая процесс перекачивания жидкости в АПС с ЦН с предварительно наполненным трубопроводом, сформулирована в публикации [13]. Однако при решении задачи изменение статического напора  $H(t)$  не учитывалось. Изучен нестационарный процесс, определенный только вариацией частоты вращения рабочего колеса ЦН.

В работе [14] изменение перепада уровней  $H(t)$  также учтено, но задача решена в квазистационарной постановке: в уравнении Бернулли нет слагаемого, обусловленного нестационарным характером течения. Анализ погрешности, который может внести такое упрощение математической модели, отсутствует. Кроме того, в работе [14] допущена серьезная ошибка: расчет проведен для схемы АПС, у которой верхняя труба нагнетательного трубопровода установлена выше уровня воды в приемном баке 2, но статический напор считается до верхнего уровня жидкости, как на рис. 1. Указанные ошибки были исправлены в статье [15]. Математическая модель сформирована на основе уравнения Бернулли для нестационарного течения с медленным изменением параметров. Проведен анализ математической модели перекачивания жидкости центробежным насосом в АПС с учетом переменного уровня жидкости. С использованием безразмерной формы системы уравнений были определены критерии подобия задачи. Хотя фактически в качестве характерного значения применялось произвольное значение расхода, поэтому получилось, что задача имеет 3 критерия подобия. Помимо этого, в статье [15] отсутствует расчет показателей энергетической эффективности работы насосной установки.

Цель данной работы — установить критерии подобия АПС для использования при подборе насосного оборудования с учетом характеристик насоса и показателя энергетической эффективности системы.

## МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Полагаем, что в АПС на рис. 1 выполнены условия отсутствия кавитации. Режим течения жидкости — турбулентный, область гидравлического сопротивления — квадратичная. Давление на поверхности жидкости обоих резервуаров — атмосферное. Постановка задачи, кроме дифференциального уравнения для объема перекачиваемой жидкости  $V$ , требует задания начального условия:

$$dV/dt = Q, V(0) = 0, Q = WS_0, \quad (1)$$

где  $d$  — внутренний диаметр трубопровода;  $t$  — время;  $Q, W$  — объемный расход и скорость жидкости в трубопроводе соответственно;  $S_0 = \pi d^2/4$  — площадь поперечного сечения трубопровода.

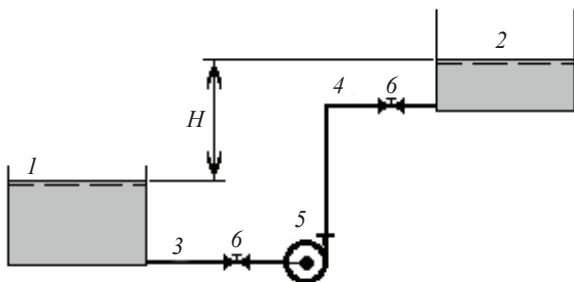


Рис. 1. Схема АПС: 1 — бак с жидкостью; 2 — приемный бак; 3 — всасывающий трубопровод; 4 — нагнетательный трубопровод; 5 — центробежный насос; 6 — вентили

Считаем, что на всем протяжении потока скорость движения жидкости одинакова и плавно изменяется по времени. Тогда нестационарное уравнение Бернулли также представляет собой дифференциальное уравнение первого порядка [17] (с начальным условием  $Q(0) = 0$ ):

$$\frac{L}{gS_0} \cdot \frac{dQ}{dt} = H_p(Q) - H(t) - bQ^2, b = \frac{\zeta}{2gS_0^2}, \quad (2)$$

где  $L$  — общая длина трубопровода;  $g$  — ускорение свободного падения;  $H_p$  — мгновенное значение напора насоса;  $H$  — текущая разность уровней;  $\zeta$  — коэффициент гидравлического сопротивления сети.

Коэффициент гидравлического сопротивления сети в данной статье рассчитывался с использованием известной формулы Альтшуля:

$$\zeta = 0,11 \left( \frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \frac{L}{d} + \sum_i \zeta_{Mi}, Re = \frac{Wd}{\nu}, \quad (3)$$

где  $D$  — эквивалентная шероховатость трубопровода;  $\zeta_{Mi}$  — коэффициенты потерь в местных гидравлических сопротивлениях;  $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости жидкости;  $Re$  — число Рейнольдса.

Заметим, что в предлагаемом методе без особых сложностей можно учесть особенности гидравлического сопротивления различных труб [16–18], в том числе, из альтернативных материалов с защитными покрытиями [19], а также влияние температуры [20].

Зависимость напора  $H_p(Q)$  в уравнении (2), а также затраченной мощности ЦН от подачи, как правило, описывают квадратным трехчленом:

$$\begin{aligned} H_p &\equiv f_1(Q) = a_0 + a_1Q + a_2Q^2, \\ N &\equiv f_2(Q) = c_0 + c_1Q + c_2Q^2, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $a_0, a_1, a_2$  — размерные эмпирические коэффициенты, определяемые для заданного ЦН по рабочим характеристикам методом наименьших квадратов. В качестве примера используем рабочие характеристики одноступенчатого, консольно-моноблочного с закрытыми лопастями рабочего колеса, самовсасывающего насоса марки 1К 50-32-125<sup>1</sup>. Они показаны точками на рис. 2. Коэффициенты в формулах (4) будут  $a_0 = 23,02$  м;  $a_1 = 0,828$  м/(дм<sup>3</sup>/с);  $a_2 = -0,411$  м/(дм<sup>3</sup>/с)<sup>2</sup>;  $c_0 = 0,901$  кВт;  $c_1 = 0,0254$  кВт/(дм<sup>3</sup>/с);  $c_2 = 0,0246$  кВт/(дм<sup>3</sup>/с)<sup>2</sup>. Видно, что результаты расчета по формулам (4) хорошо согласуются с экспериментальными данными.

В технической документации<sup>1</sup> приведена и зависимость КПД от подачи (точки на рис. 3, а). Пере-

<sup>1</sup> АО «Ливнынасос». Насосы центробежные консольные типа 1К. Руководство по эксплуатации. URL: [https://www.livnasos.ru/dokumentaciya/rukovodstvo\\_po\\_ekspluatacii/](https://www.livnasos.ru/dokumentaciya/rukovodstvo_po_ekspluatacii/)

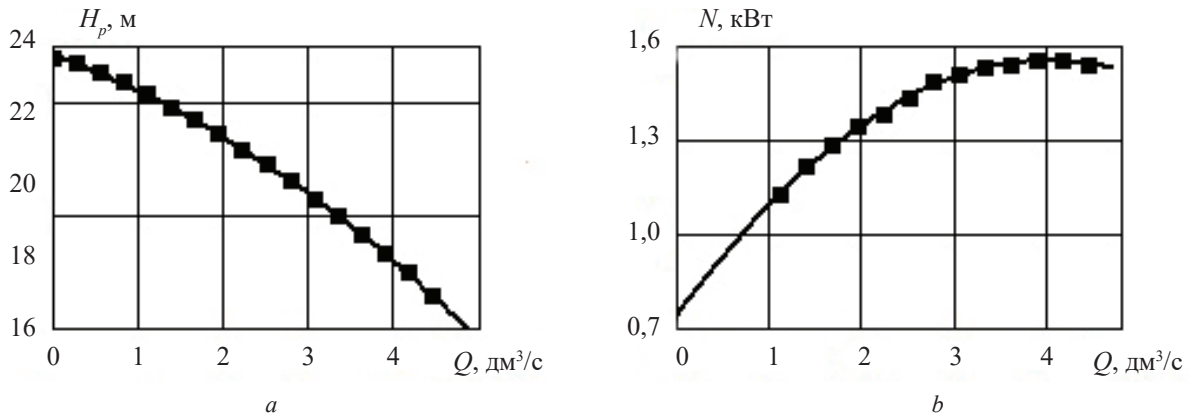


Рис. 2. Рабочие характеристики насоса 1К 50-32-125: *a* — напор; *b* — затраченная мощность; точки — данные испытаний; линии — результаты расчета по формулам (4)

считаем КПД по данным испытаний напора и мощности (рис. 2) по формуле:

$$\eta \equiv \varphi(Q) = 100 \frac{\rho g H Q}{N} = 100 \rho g Q \frac{f_1(Q)}{f_2(Q)}, \quad (5)$$

где  $\rho$  — плотность жидкости.

На рис. 3, *a* показано, что в технической документации<sup>1</sup> КПД незначительно отличается по сравнению с расчетом по графикам напора и мощности.

Для оценки энергетической эффективности систем водоснабжения и водоотведения успешно применяют показатель удельных энергозатрат (например, [5], термин англоязычных публикаций — Power Index [21, fig. 3]):

$$E = N/Q, \quad (6)$$

где  $E$  — показатель удельных энергозатрат;  $N$  — затраченная мощность центробежного насоса;  $Q$  — расход.

Показатель  $E$ , рассчитанный для перекачивания воды, приведен на рис. 3, *b*. Как и в публикации [21], величина  $E$  снижается при увеличении подачи выше номинального значения, тогда как КПД ухудшается. Разумеется, подача не должна выходить за правую границу рабочей области, иначе могут снизиться

другие показатели работы насоса, например, среднее время наработки оборудования до отказа [22].

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Чтобы привести систему дифференциальных уравнений к безразмерной форме, в качестве характерного значения выберем установившийся расход жидкости при неизменных начальных условиях. В аналитическом анализе будем считать область гидравлического сопротивления квадратичной, тогда  $b = \text{const}$ . Правую часть (2) приравняем к нулю, положив  $V = 0$ . Получается квадратное уравнение, как в [15]:

$$(b - a_2)Q^2 - a_1Q - (a_0 - H_0) = 0, \quad H_0 = H(0). \quad (7)$$

Обозначим  $a_3 = b - a_2$  и найдем положительное решение квадратного уравнения (7):

$$Q_0 = \frac{1}{2a_3} \left( a_1 + \sqrt{a_1^2 + 4a_3(a_0 - H_0)} \right). \quad (8)$$

Заметим, что подача по формуле (8) равна расходу жидкости в рабочей точке при стационарном режиме течения, когда исходный уровень не меняется. Например, при перекачивании воды из большого водоема.

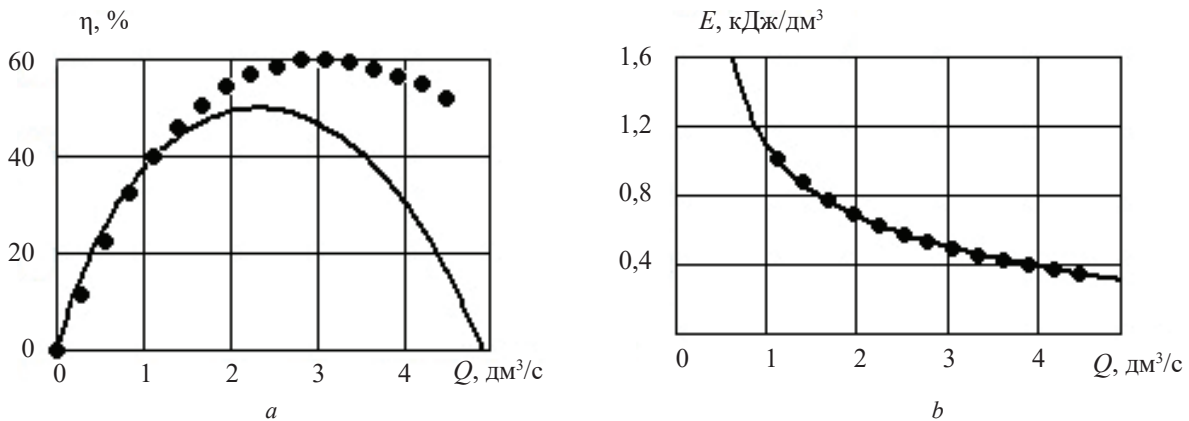


Рис. 3. Показатели энергетической эффективности насоса 1К 50-32-125: *a* — КПД; *b* — удельная затраченная работа; точки — по данным испытаний; линии — результаты расчета по формулам (5) и (6)

Чтобы найти критерии подобия, введем безразмерные переменные:

$$q = \frac{Q}{Q_0}, \quad v = \frac{V}{a_3 S_1 Q_0^2}. \quad (9)$$

Выразим размерные переменные из уравнения (9) и подставим в выражения (1), (2), что позволит записать постановку задачи в безразмерной форме:

$$\text{Str} \frac{dq}{d\tau} = \Theta + 2\beta q - q^2 - v, \quad q(0) = 0, \quad (10)$$

$$\frac{dv}{d\tau} = q, \quad v(0) = 0, \quad (11)$$

$$\beta = \frac{0,5a_1}{a_3 Q_0}, \quad \Theta = \frac{a_0 - H_0}{a_3 Q_0^2}, \quad \text{Str} = \frac{L}{a_3^2 Q_0^2 S_0 S_1 g}. \quad (12)$$

По уравнениям (10), (12) создается впечатление, что задача имеет 3 критерия подобия:  $\beta$ ,  $\Theta$  и аналог числа Струхала  $\text{Str}$ . Если в качестве характерного расхода  $Q_0$  использовать значение, рассчитанное по формуле (8), то будет справедливо равенство для безразмерных величин (правая часть уравнения (10) равна нулю):

$$\Theta + 2\beta q - q^2 - v = 0. \quad (13)$$

Но для установившегося расхода (при начальных условиях)  $q = 1, v = 0$ . Тогда из выражения (13) следует  $\beta = (1 - \Theta)/2$ . Следовательно, в уравнении (10) будет не 3 независимых безразмерных комплекса, как указано в работе [15], а только два:  $\text{Str}$  и  $\Theta$  (или  $\beta$ ).

Положительное решение квадратного уравнения (13):

$$q = (1 - \Theta)/2 + \sqrt{(1 + \Theta)^2/4 - v}. \quad (14)$$

Из выражения (14) следует, если  $\Theta \geq 1$ , то  $q = 0$  при безразмерном  $v = \Theta$ . Это — максимальный безразмерный объем жидкости, который может быть перекачан при заданном значении критерия  $\Theta$ .  $\Theta < 1$

получается при  $\beta > 0$ . Так как  $a_3 > 0$ , то по первой из формул (12) это возможно лишь при  $a_1 > 0$ , что соответствует западающей напорной характеристике ЦН, как на рис. 2, а. Связь между безразмерной подачей и объемом перекачиваемой жидкости по формуле (14) показана на рис. 4, а.

Подставляя выражение (14) в (11), получим задачу Коши при  $\text{Str} = 0$ :

$$\frac{dv}{d\tau} = \frac{1 - \Theta}{2} + \sqrt{\left(\frac{1 + \Theta}{2}\right)^2 - v}, \quad q(0) = 0. \quad (15)$$

Дифференциальное уравнение (15) содержит один безразмерный комплекс  $\Theta$  и имеет аналитическое решение:

$$\tau = 1 + \Theta + (1 - \Theta) \ln \left[ \frac{1 - \Theta}{2} + \sqrt{\left(\frac{1 + \Theta}{2}\right)^2 - v} \right] - 2 \times \sqrt{\left(\frac{1 + \Theta}{2}\right)^2 - v}. \quad (16)$$

Подставив  $\Theta = 1$  и  $v = 1$  в уравнение (16), получим точное значение безразмерного времени  $\tau = 2$  (верхняя точка линии 1 на рис. 4, б). Если  $\Theta < 1$ , то  $v \rightarrow \Theta \Rightarrow \tau \rightarrow \infty$ . Что показывают линии 2, 3, 4 на рис. 4, б. Другими словами, такой объем жидкости перекачать невозможно из-за падения расхода до нуля.

В качестве примера рассмотрим АПС с насосом 1К 50-32-125 и следующими значениями параметров: жидкость — вода при 20 °С; объем воды в нижнем баке  $V_K = 20 \text{ м}^3$ ; длина трубопровода  $L = 20 \text{ м}$ ;  $H_0 = 4 \text{ м}$ ;  $S_1 = 6 \text{ м}^2$ ;  $S_2 = 4 \text{ м}^2$ ;  $\Delta = 0,1 \text{ мм}$ . Величину внутреннего диаметра трубопровода будем варьировать от 30 до 100 мм.

По формулам (12) рассчитаем значения критериев подобия. Величина  $\Theta$  падает с ростом  $d$  (см. табл.),

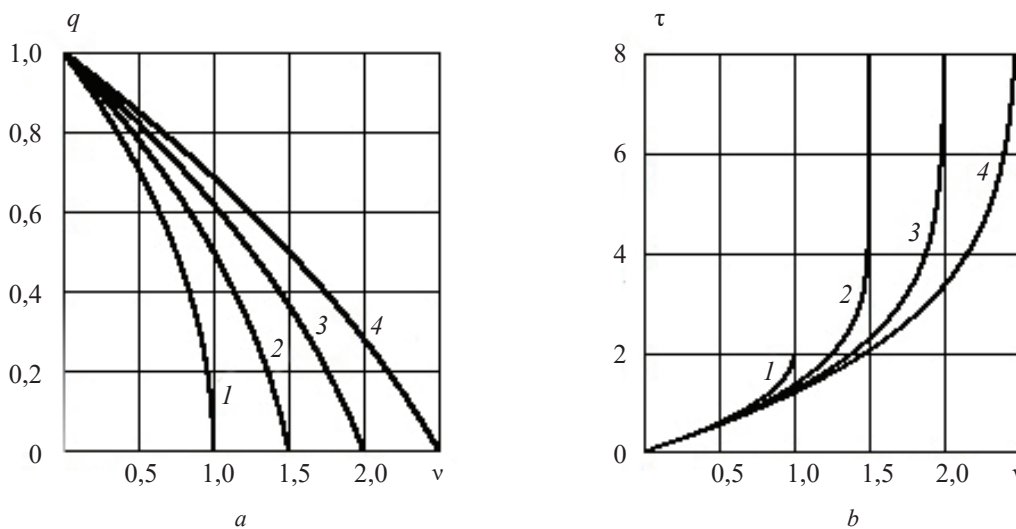


Рис. 4. Аналитическое решение задачи Коши (15) при различных значениях критерия  $\Theta$ : 1 —  $\Theta = 1$ ; 2 —  $\Theta = 1,5$ ; 3 —  $\Theta = 2$ ; 4 —  $\Theta = 2,5$ ; а — связь безразмерного расхода и объема; б — безразмерное время перекачивания жидкости объемом  $v$



тогда как  $Str$  изменяется немонотонно: возрастание сменяется падением. Дело в том, что увеличение  $d$  ведет к росту площади поперечного сечения трубопровода  $S_0$ , но при этом падает характерный расход  $Q_0$  в знаменателе третьей формулы (12).

В рассматриваемых условиях числа Струхала имеют порядок  $10^{-5}$ . В труде [15] было показано, что уже при  $Str < 0,1$  можно пренебречь производной в правой части уравнения (10). Следовательно, дан-

ную задачу возможно решать в квазистационарном приближении, заменив дифференциальное уравнение (10) алгебраическим. Числа Рейнольдса, рассчитанные по абсолютной шероховатости ( $Re_\Delta = W\Delta/\nu$ ), изменялись в диапазоне от 50 до 300, что соответствует переходной области сопротивления. Поэтому  $b \neq const$ , и задачу Коши пришлось решать численным методом. Результаты расчета при разных значениях диаметра представлены на рис. 5.

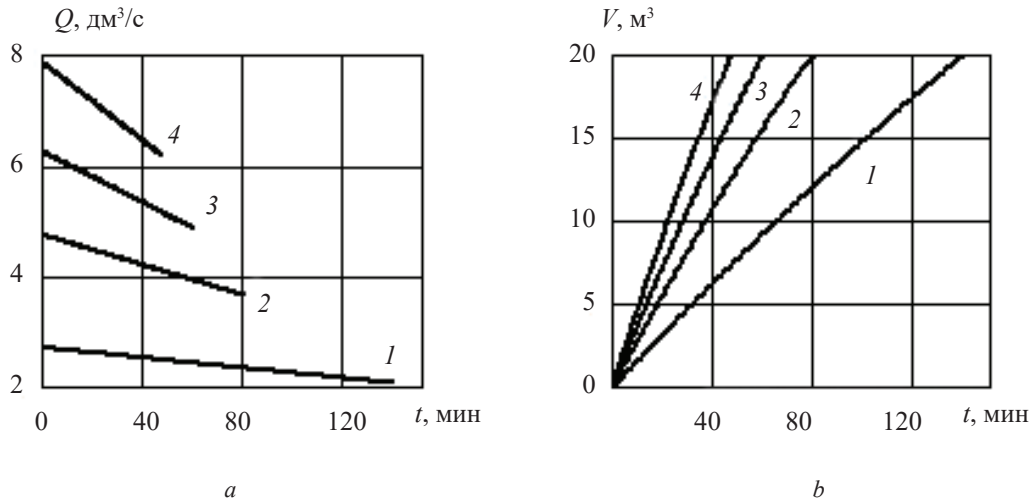


Рис. 5. Результаты гидравлического расчета АПС с насосом 1К 50-32-125 при различных значениях диаметра: 1 —  $d = 30$  мм; 2 —  $d = 40$  мм; 3 —  $d = 50$  мм; 4 —  $d = 100$  мм; а — мгновенный расход; б — перекачиваемый объем

Результаты гидравлического расчета АПС с насосом 1К 50-32-125

$d$ , мм	$Str \cdot 10^5$	$\Theta$	$T$ , мин	$Q_S$ , $dm^3/c$	$Q_0$ , $dm^3/c$	$\eta$ , %	$E$ , $кДж/дм^3$
30	1,953	0,894	139,4	2,40	2,71	48,1	461,1
40	2,894	0,829	80,1	4,16	4,75	54,6	343,4
50	2,889	0,786	59,9	5,57	6,25	44,5	324,8
70	1,931	0,755	50,1	6,65	7,45	30,5	325,3
100	1,013	0,747	47,8	6,97	7,79	25,8	326,9

Результаты численного решения отличались от аналитического не более 1–2 %. Дело в том, что вклад  $b$  в формуле  $a_3 = b - a_2$  составил не более 3 %. Этот вклад возрастает только при очень малых подачах, но для автономных систем водоснабжения и водоотведения, как на рис. 1, это нехарактерно (см. рис. 5, а). Поэтому с достаточной степенью точности можно воспользоваться аналитическим решением (16).

Увеличение диаметра трубопровода приводит к снижению гидравлических потерь по его длине и, как видно на рис. 5, к увеличению подачи воды и уменьшению  $T$  — времени перекачивания заданного объема  $V_K$ . В табл.  $Q_0$  — начальное значение расхода;  $Q_S = V_K/T$  — среднее значение расхода за все время.

Для расчета показателей энергетической эффективности определим затраченную  $A_z$  и гидрав-

лическую  $A_u$  механическую работу за время перекачивания:

$$A_z = \int_0^T f_2(Q(t)) dt, \quad (17)$$

$$A_u = \rho g \int_0^T Q(t) f_1(Q(t)) dt.$$

Рассчитываем и заносим в таблицу коэффициент полезного действия и удельную затраченную работу:

$$\eta = 100 A_u / A_z, E = A_z / V_K. \quad (18)$$

В рассматриваемых условиях числа Струхала не влияют на результаты гидравлического расчета, в том числе, на показатели энергетической эффективности. С увеличением значения  $\Theta$  КПД снижается (ухудшается, хотя и незначительно), тогда как

снижение  $E$  говорит о заметном улучшении энергетической эффективности при малых диаметрах. С увеличением диаметра более 100 мм изменение показателей энергоэффективности становится небольшим.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОБСУЖДЕНИЕ

Таким образом, нестационарная задача перекачивания жидкости ЦН в АПС при переменном уровне в автомоделной (квадратичной) области сопротивления имеет два критерия подобия:  $Str$  — аналог числа Струхала и  $\Theta$  — безразмерный комплекс, связывающий превышения напора ЦН над начальным статическим напором при нулевой подаче, крутизну напорной характеристики и гидравлическое сопротивление сети. Для случая  $Str = 0$  найдено аналитическое выражение времени перекачивания заданного объема жидкости от значения критерия  $\Theta$ .

Рассмотрен пример с техническими параметрами, характерными для автономных систем водоснабжения и водоотведения при различных диаметрах трубопровода  $d$ . Зависимость числа Струхала

от  $d$  немонотонная, но это не влияет на результаты расчета, так как  $Str$  имеет порядок  $10^{-5}$ . При таких малых значениях  $10^{-5}$  задачу можно решать в квазистационарном приближении: находить расход по текущему перепаду уровней. Из-за того, что область гидравлического сопротивления оказалась переходной, задачу Коши пришлось решать численным методом. Но полученное решение имело отличие от приближенного аналитического не более 1–2 %.

Значение критерия подобия  $\Theta$  растет вместе с диаметром трубопровода. При этом КПД снижается, что должно означать ухудшение показателей энергоэффективности, но уменьшение удельных затрат механической работы на перекачивание единицы объема жидкости говорит об улучшении этих показателей. В рассматриваемых условиях при подборе оборудования целесообразно в оценке энергетической эффективности ориентироваться на изменение величины  $E$ , а не КПД.

На наш взгляд, представляет интерес дальнейшее продолжение данного исследования, в частности, для технологических АПС, перекачивающих жидкости большой вязкости.

## СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Pravinchandra M.M. Improving the head and efficiency of a pump // International Journal of Engineering Development and Research. 2016. Vol. 4. Issue 2. Pp. 275–281.
2. Volkov A.V., Parygin A.G., Naumov A.V., Vikhlyantsev A.A., Druzhinin A.A., Grigoriev S.V. Application of methods of the optimum control theory for development of high efficiency centrifugal pumps // International Journal of Applied Engineering Research. 2017. Vol. 12. Issue 19. Pp. 8768–8778.
3. Pochylý F., Haluza M., Fialová S., Dobšáková L., Volkov A.V., Parygin A.G. et al. Application of heterogeneous blading systems is the way for improving efficiency of centrifugal energy pumps // Thermal Engineering. 2017. Vol. 64. Issue 11. Pp. 794–801. DOI: 10.1134/S0040601517110088
4. Николенко И.В., Рыжачков А.Н., Умаров Р.С. Повышение энергетической эффективности регулирования силовых агрегатов насосных станций систем водоснабжения // Строительство и техногенная безопасность. 2016. № 3 (55). С. 75–81.
5. Фисенко В.Н. Энергетическая эффективность насосов в системах водоснабжения и водоотведения // Водоснабжение и санитарная техника. 2018. № 6. С. 52–56.
6. Примин О.Г., Громов Г.Н., Тен А.Э. Алгоритмы построения и калибровки электронных моделей системы водоснабжения // Вестник МГСУ. 2018. Т. 13. № 7 (118). С. 847–854. DOI: 10.22227/1997-0935.2018.7.847-854
7. Ивановский В.Н., Карелина С.А. К вопросу об энергетической эффективности электроприводных лопастных насосов // Территория Нефтегаз. 2019. № 3. С. 36–43.
8. Lynn A.Z., Khaing C.C., Sein N.W. Prediction of centrifugal pump performance on theoretical and experimental observation at constant speed of impeller // International Journal of Scientific and Research Publications (IJSRP). 2019. Vol. 9. Issue 8. P. p92146. DOI: 10.29322/IJSRP.9.08.2019.p92146
9. Николенко И.В. Анализ энергетической эффективности силовых агрегатов насосных станций систем водоснабжения и водоотведения по удельным показателям // Строительство и техногенная безопасность. 2020. № 18 (70). С. 143–148.
10. Todini E. Extending the global gradient algorithm to unsteady flow extended period simulations of water distribution systems // Journal of Hydroinformatics. 2011. Vol. 13. Issue 3. Pp. 167–180. DOI: 10.2166/hydro.2010.164
11. Giustolisi O., Berardi L., Laucelli D. Generalizing WDN simulation models to variable tank levels // Journal of Hydroinformatics. 2012. Vol. 14. Issue 3. P. 562. DOI: 10.2166/hydro.2011.224
12. Волков В.Ю., Голибродо Л.А., Зорина И.Г., Кудрявцев О.В., Крутиков А.А., Скибин А.П. Применение метода контрольного объема для моделирования нестационарных процессов в трубопроводных системах // Математическое моделирование и численные методы. 2016. № 4 (12). С. 34–46. DOI: 10.18698/2309-3684-2016-4-3446

13. Христо П.Е. Оптимизация энергопотребления центробежной машины в нестационарных режимах в ограниченной области изменения переменных // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2014. № 12. С. 2–16.
14. Протопопов А.А., Виговский В.И. Анализ работы центробежного насоса в составе системы с изменяющимися параметрами // Политехнический молодежный журнал. 2017. № 11 (16). С. 13. DOI: 10.18698/2541-8009-2017-11-198
15. Наумов В.А. Анализ нестационарной математической модели простой гидравлической сети с центробежным насосом // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. 2020. № 4. С. 64–70. DOI: 10.17588/2072-2672.2020.4.064-070
16. Jovic V. Analysis and modelling of non-steady flow in pipe and channel networks. John Wiley & Sons, Ltd, 2013. 544 p.
17. Ghanbari A., Farshad F.F., Reice H.H. Newly developed friction factor correlation for pipe flow and flow assurance // Journal Chemical Engineering and Materials Science. 2011. Vol. 2. Pp. 83–86.
18. Fang X., Xu Y., Zhou Z. New correlations of single-phase friction factor for turbulent pipe flow and evaluation of existing single-phase friction factor correlations // Nuclear Engineering and Design. 2011. Vol. 241. Issue 3. Pp. 897–902. DOI: 10.1016/j.nucengdes.2010.12.019
19. Орлов В.А., Аверкеев И.А., Коблова Е.В. Гидравлическая составляющая альтернативных материалов труб и защитных покрытий при бестраншейной реновации напорных трубопроводов // Водоснабжение и санитарная техника. 2013. № 6. С. 22–26.
20. Орлов В.А., Зоткин С.П. Исследование изменения коэффициента гидравлического трения материалов напорных труб при различных температурах // Водоснабжение и санитарная техника. 2021. № 4. С. 54–59. DOI: 10.35776/VST.2021.04.08
21. Kumana J.D., Suarez M.R. Analyzing the performance of pump networks. Part 1: Basic theory // Chemical Engineering Progress. 2018. Vol. 114. Issue 1.
22. Ивановский В.Н., Сабиров А.А., Кузьмин А.В. К вопросу о выборе рабочей области характеристики центробежных насосов // Территория Нефтегаз. 2015. № 3. С. 88–92.

Поступила в редакцию 24 января 2022 г.

Принята в доработанном виде 23 марта 2022 г.

Одобрена для публикации 23 марта 2022 г.

ОБ АВТОРАХ: **Наталья Равиловна Ахмедова** — кандидат биологических наук, доцент кафедры водных ресурсов и водопользования; **Калининградский государственный технический университет (КГТУ)**; 236022, г. Калининград, Советский пр-т, д. 1; SPIN-код: 5896-2408, ORCID: 0000-0003-3483-3580; isfendi@mail.ru;

**Владимир Аркадьевич Наумов** — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой водных ресурсов и водопользования; **Калининградский государственный технический университет (КГТУ)**; 236022, г. Калининград, Советский пр-т, д. 1; SPIN-код: 1788-8843, Scopus: 16441812200, ResearcherID: T-2380-2017, ORCID: 0000-0003-0560-5933; van-old@mail.ru.

Вклад авторов:

Ахмедова Н.Р. — сбор материала, доработка текста, итоговые выводы.

Наумов В.А. — научное руководство, концепция исследования, написание исходного текста.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

## INTRODUCTION

Numerous results of experimental and theoretical studies, aimed at improving the energy efficiency of hydraulic circuits that have centrifugal pumps (CP), have been published [1–9].

Publication [4] suggests that water supply and wastewater disposal systems are the most energy-intensive facilities in the housing and utilities sector, where power units of pumping stations are the main power consumers.

Analysis of operation of wells, equipped with electric vane pumps [7], showed that only about 17 % of units operate in the mode differing from the optimum one by  $\pm 10$  %. About 40 % of the units operate in the acceptable operating mode, while the supply rate

of the rest is outside the limits of the operating mode of characteristics. The authors [7] emphasize that in such a situation about 80 % of high-efficiency pump units have no advantages over units featuring a lower maximum coefficient of efficiency.

Problems of raising the energy efficiency of power units in pumps of water supply systems have been analyzed [9]. The analysis of the energy efficiency concept applied to the power units of pumps in water supply and water disposal systems was conducted. A methodology and analytical dependencies for assessing the energy efficiency of power units using specific values, including their frequency regulation, are proposed.

All the above studies are focused on complex hydraulic circuits. Basic hydraulic circuits are widely



used in self-contained systems of water supply, water disposal and in industrial production. They consist of (Fig. 1): feed and receiving tanks (tanks), suction and discharge pipelines, CP and valves. The feature of such a network is that  $H$ , the level difference in the upper and lower tanks, does not remain permanent. If a change in  $H$  during the operation of the CP is small compared to the absolute value of  $H$ , this effect can be neglected. Otherwise it must be taken into account.

Methods for modeling non-steady processes in pipeline systems, including self-contained pumping system (SPS), are considered in works [10–12]. In the steady-state modeling of the water distribution network (WDN), tanks are modeled as nodes that have known heads. As a result, tank levels are raised after each steady-state simulation using external mass balance equations in extended-period simulations. This approach can lead to numerical instability, especially when the tanks are in close proximity. To obtain a stable model [11], a non-stationary WDN model was introduced, and the solution was obtained using a generalized global gradient algorithm. This algorithm was improved in [12] using the method of control volumes. Note that in the above papers, SPS does not include CP.

The system of equations describing the process of fluid pumping in the SPS that has a CP in case of a pre-filled pipeline is formulated in publication [13]. However, to solve the problem, a change in static head  $H(t)$  was not taken into account. A non-stationary process, determined only by a variation of the rotational speed of the central pump impeller, was studied. In work [14], a change in level difference  $H(t)$  is also taken into account, but the problem is solved in the quasi-stationary formulation: the Bernoulli equation has no component describing the non-stationary character of the flow. There is no analysis of the error that such a simplification of the mathematical model can introduce. Besides, a serious mistake was made in work [14]: the calculation was made for the SPS diagram, in which the upper pipe of the pressure pipeline is installed above the water level in receiving tank 2, but the static head is calculated up to the upper level of liquid, as in

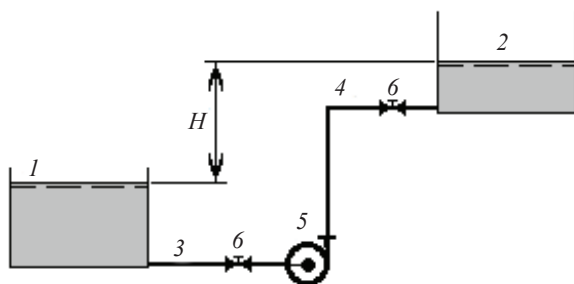


Fig. 1. The diagram of the SPS: 1 — the tank filled with liquid; 2 — the receiving tank; 3 — the suction pipeline; 4 — the discharge pipeline; 5 — the centrifugal pump; 6 — valves

Fig. 1. These errors were corrected in article [15]. The mathematical model is developed using the Bernoulli equation for an unsteady flow featuring slowly changing parameters. The analysis of the mathematical model of the fluid pumping by a centrifugal pump in SPS was conducted taking into account a variable level of the fluid. Using the dimensionless form of the system of equations, similarity criteria were determined. Although, in fact, an arbitrary value of the flow rate was used as a characteristic value. Hence, the problem has three similarity criteria. In addition, article [15] has no calculation of energy efficiency values of a pumping unit in operation.

The purpose of this research is to identify SPS similarity criteria needed to choose pumps on the basis of their characteristics and the energy efficiency of the pumping system.

### MATERIALS AND METHODS

We assume that the SPS, shown in Fig. 1, fulfills the conditions of the cavitation absence. The flow mode is turbulent; the area of hydraulic resistance is quadratic. The pressure is atmospheric on the surface of the fluid in both tanks. The problem statement, except for the differential equation, describing the amount of pumped liquid  $V$ , requires the initial condition:

$$dV/dt = Q, V(0) = 0, Q = WS_0, \quad (1)$$

where  $Q$ ,  $W$  represent the volumetric flow rate and velocity of liquid in the pipeline respectively;  $t$  is time;  $S_0 = \pi d^2/4$  is the cross-sectional area of the pipeline;  $d$  is its inner diameter.

We assume that the fluid velocity is the same throughout the flow and it varies smoothly in time. Then the unsteady Bernoulli equation is also a first order differential equation [17] (with initial condition  $Q(0) = 0$ ):

$$\frac{L}{gS_0} \cdot \frac{dQ}{dt} = H_p(Q) - H(t) - bQ^2, b = \frac{\zeta}{2gS_0^2}, \quad (2)$$

where  $L$  is total length of the pipeline;  $g$  is free fall acceleration;  $H_p$  is the instantaneous value of the pump head;  $H$  is the current level difference;  $\zeta$  is the coefficient of hydraulic resistance of the circuit.

In this article, the coefficient of hydraulic resistance of the circuit was calculated using the well-known Altshul formula:

$$\zeta = 0,11 \left( \frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} \frac{L}{d} + \sum_i \zeta_{Mi}, \text{Re} = \frac{Wd}{\nu}, \quad (3)$$

where  $\Delta$  is the equivalent pipeline roughness;  $\zeta_{Mi}$  are the loss coefficients of local hydraulic resistances;  $\nu$  is the kinematic viscosity coefficient of fluid;  $\text{Re}$  is the Reynolds number.

Note that in the proposed method, features of hydraulic resistance of various pipes [16–18], including those made of alternative materials with protective coatings [19], as well as the effect of temperature [20]

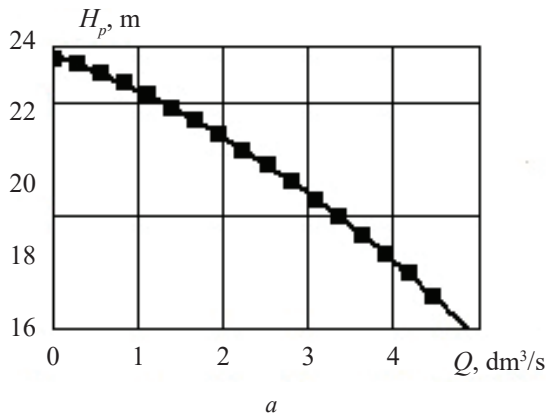
can be taken into account without any particular difficulties.

As a rule, the dependence of the head  $H_p(Q)$  in equation (2), as well as the power consumed by the central pump, are described by a square trinomial:

$$\begin{aligned} H_p &\equiv f_1(Q) = a_0 + a_1Q + a_2Q^2, \\ N &\equiv f_2(Q) = c_0 + c_1Q + c_2Q^2, \end{aligned} \quad (4)$$

where  $a_0, a_1, a_2$  are dimensional empirical coefficients, determined using the least-squares method applied to the performance characteristics of the pre-set CP. As an example we take the performance characteristics of a one-stage, cantilever one-piece impeller with closed blades, a self-priming pump of the 1K 50-32-125<sup>1</sup> brand. They are shown by dots in Fig. 2. The coefficients in formulas (4) will be  $a_0 = 23.02$  m;  $a_1 = 0.828$  m/(dm<sup>3</sup>/s);  $a_2 = -0.411$  m/(dm<sup>3</sup>/s)<sup>2</sup>;  $c_0 = 0.901$  kW;  $c_1 = 0.0254$  kW/(dm<sup>3</sup>/s);  $c_2 = 0.0246$  kW/(dm<sup>3</sup>/s)<sup>2</sup>. Evidently, the calculation results, obtained using formulas (4), are in good agreement with the experimental data.

<sup>1</sup> Livnynasos JSC. Centrifugal cantilever pumps type 1K. Operation manual. URL: [https://www.livnynasos.ru/dokumentaciya/rukovodstvo\\_po\\_ekspluatcii/](https://www.livnynasos.ru/dokumentaciya/rukovodstvo_po_ekspluatcii/)



In the technical documentation<sup>1</sup> the dependence of efficiency on the supply (points in Fig. 3, a) is also given. Let's recalculate the efficiency according to the head and power test data (Fig. 2) according to the formula:

$$\eta \equiv \varphi(Q) = 100 \frac{\rho g H Q}{N} = 100 \rho g Q \frac{f_1(Q)}{f_2(Q)}, \quad (5)$$

where  $\rho$  is the density of the liquid.

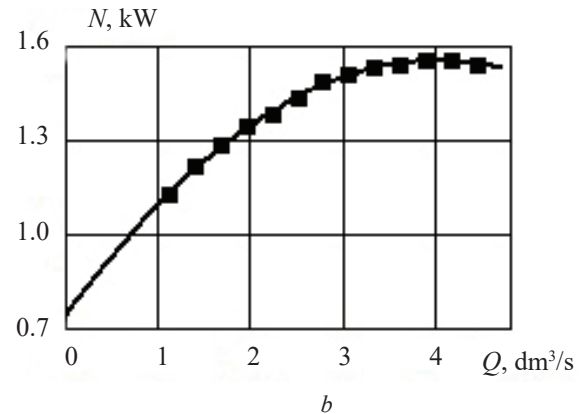
Fig. 3 shows that according to the technical documentation<sup>1</sup> the efficiency value differs slightly compared to the calculation made on the basis of the head and power graphs.

To assess the energy efficiency of water supply and wastewater disposal systems, the value of specific energy consumption ([5] can be used as an example, and the term used in the English language publications reads as the Power Index [21, Fig. 3]) is successfully used:

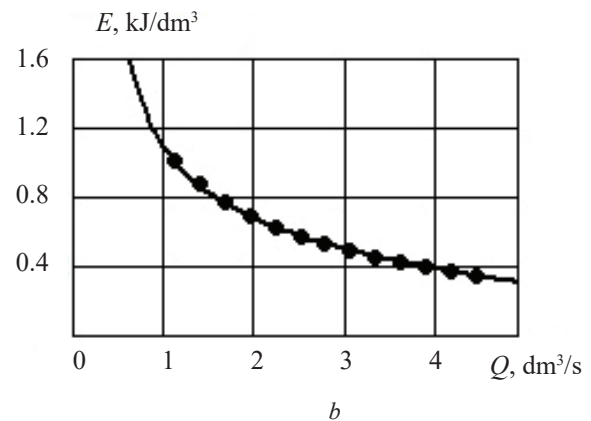
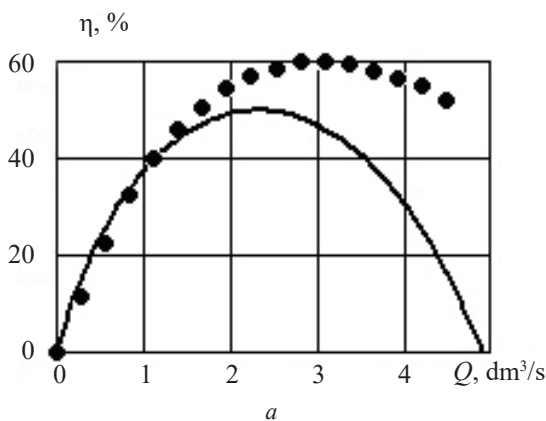
$$E = N/Q, \quad (6)$$

where  $E$  is index of specific energy consumption;  $N$  is the power consumed by the centrifugal pump;  $Q$  is the flow rate.

Index  $E$ , calculated for water pumping, is shown in Fig. 3, b. As in the publication [21], the value of  $E$



**Fig. 2.** Performance characteristics of pump 1K 50-32-125: a — the head; b — power consumption; dots — test data<sup>1</sup>; lines — results of calculations made according to formulas (4)



**Fig. 3.** The energy efficiency of pump 1K 50-32-125: a — the efficiency factor; b — specific spent work; dots — the test data; lines — the calculation results according to formulas (5) and (6)

decreases when the flow rate exceeds the standard value, while efficiency goes down. Evidently, the flow rate should not go beyond the right boundary of the operating range, otherwise other values of the pump performance, such as the average time to failure [22], may go down.

### RESEARCH RESULTS

To bring the system of differential equations to the dimensionless form, we will choose the steady-state flow rate of fluid under unchanged initial conditions as a characteristic value. In the analytical analysis we will consider the range of hydraulic resistance as quadratic, then  $b = \text{const}$ . The right-hand side of (2) will be equated to zero, if  $V = 0$ . We obtain a quadratic equation, as in [15]:

$$(b - a_2)Q^2 - a_1Q - (a_0 - H_0) = 0, \quad H_0 = H(0). \quad (7)$$

If  $a_3 = b - a_2$  we will find a positive solution to quadratic equation (7):

$$Q_0 = \frac{1}{2a_3} \left( a_1 + \sqrt{a_1^2 + 4a_3(a_0 - H_0)} \right). \quad (8)$$

Note that the inflow, calculated according to formula (8), is equal to the flow rate of the fluid at the operating point in a steady flow mode, when the initial level does not change. For example, when water is pumped from a large tank.

We introduce dimensionless variables to find the similarity criteria:

$$q = \frac{Q}{Q_0}, \quad v = \frac{V}{a_3 S_1 Q_0^2}. \quad (9)$$

Let's express the dimensional variables from equation (9) and substitute them into expressions (1), (2), which will allow us to make the problem dimensionless:

$$\text{Str} \frac{dq}{d\tau} = \Theta + 2\beta q - q^2 - v, \quad q(0) = 0, \quad (10)$$

$$\frac{dv}{d\tau} = q, \quad v(0) = 0, \quad (11)$$

$$\beta = \frac{0,5a_1}{a_3Q_0}, \quad \Theta = \frac{a_0 - H_0}{a_3Q_0^2}, \quad \text{Str} = \frac{L}{a_3^2Q_0^2S_0S_1g}. \quad (12)$$

According to equations (10), (12), it seems that the problem has three similarity criteria:  $\beta$ ,  $\Theta$  and  $\text{Str}$  as the analogue of the Strouhal number. If the value, calculated using formula (8), is used as characteristic flow  $Q_0$ , then the equality will be valid for dimensionless quantities (the right side of equation (10) is zero):

$$\Theta + 2\beta q - q^2 - v = 0. \quad (13)$$

However for a steady flow rate (under initial conditions)  $q = 1, v = 0$ . Then  $\beta = (1 - \Theta)/2$  follows from expression (13). Consequently, there will not be three independent dimensionless complex values in equation (10), as stated in [15], but only two:  $\text{Str}$  and  $\Theta$  (or  $\beta$ ).

The positive solution of the quadratic equation (13):

$$q = (1 - \Theta)/2 + \sqrt{(1 + \Theta)^2/4 - v}. \quad (14)$$

It follows from expression (14) that if  $\Theta \geq 1$ , then  $q = 0$  at dimensionless  $v = \Theta$ . This is the maximum dimensionless volume of fluid that can be pumped at the pre-set value of criterion  $\Theta$ .  $\Theta < 1$  is obtained when  $\beta > 0$ . Since  $a_3 > 0$ , then according to the first formula of (12) this is only possible when  $a_1 > 0$ , which corresponds to the head characteristic of the central pump, as in Fig. 2, a. The relation between the dimensionless supply and the pumped liquid volume, calculated using formula (14), is shown in Fig. 4, a.

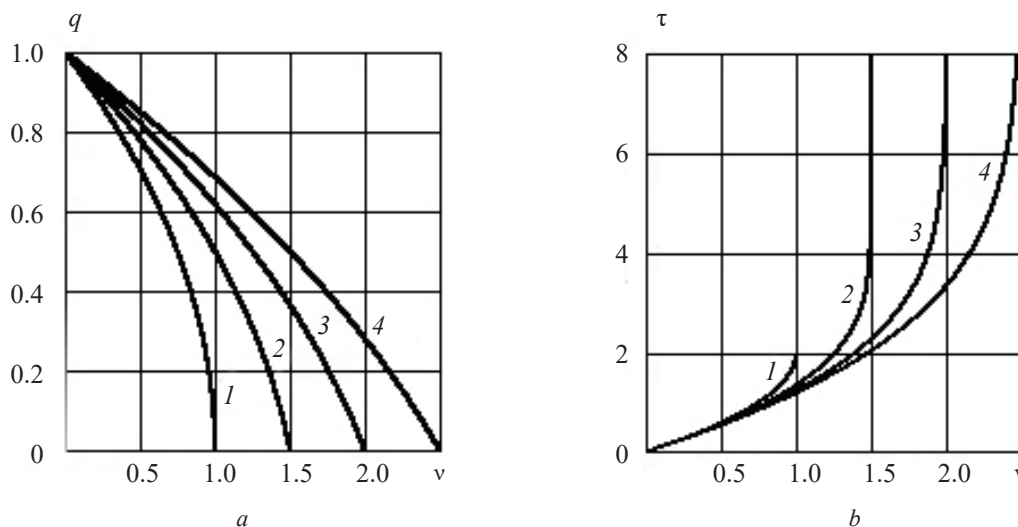


Fig. 4. An analytical solution of the Cauchy problem (15) at different values of criterion  $\Theta$ : 1 —  $\Theta = 1$ ; 2 —  $\Theta = 1.5$ ; 3 —  $\Theta = 2$ ; 4 —  $\Theta = 2.5$ ; a is the relation between the dimensionless flow and the volume; b is the dimensionless time of pumping volume  $v$  of the fluid

We obtain the Cauchy problem at  $\text{Str} = 0$  by substituting expression (14) into (11):

$$\frac{dv}{d\tau} = \frac{1-\Theta}{2} + \sqrt{\left(\frac{1+\Theta}{2}\right)^2 - v}, \quad q(0) = 0. \quad (15)$$

Differential equation (15) contains one dimensionless complex  $\Theta$  and has an analytical solution:

$$\tau = 1 + \Theta + (1 - \Theta) \ln \left( \frac{1 - \Theta}{2} + \sqrt{\left(\frac{1 + \Theta}{2}\right)^2 - v} \right) - 2 \times \sqrt{\left(\frac{1 + \Theta}{2}\right)^2 - v}. \quad (16)$$

By substituting  $\Theta = 1$  and  $v = 1$  into equation (16), we obtain the exact value of dimensionless time  $\tau = 2$  (the upper point of line 1 in Fig. 4, b). If  $\Theta < 1$ , then  $v \rightarrow \Theta \Rightarrow \tau \rightarrow \infty$ . This is what lines 2, 3, 4 in Fig. 4, b show. In other words, it is impossible to pump this volume of liquid because the flow rate drops to zero.

As an example, let's consider the SPS that has pump 1K 50-32-125 and the following values of parameters: water at 20 °C is the fluid;  $V_K = 20 \text{ m}^3$  is the water volume in the bottom tank;  $L = 20 \text{ m}$  is pipeline length;  $H_0 = 4 \text{ m}$ ;  $S_1 = 6 \text{ m}^2$ ;  $S_2 = 4 \text{ m}^2$ ;  $\Delta = 0.1 \text{ mm}$ . The inner diameter of the pipeline will vary from 30 to 100 mm.

Formulas (12), are used to calculate the values of the similarity criteria. The value of  $\Theta$  decreases, the value of  $d$  (see the table) increases, while  $\text{Str}$  changes non-monotonically: an increase is replaced by a decrease. The fact is that an increase in  $d$  leads to an increase in the cross-sectional area of the pipeline  $S_0$ , but the characteristic flow rate  $Q_0$  in the denominator of the third formula (12) decreases.

Under the considered conditions, the Struhal numbers are of  $10^{-5}$  order. It was shown in [15] that at  $\text{Str} < 0.1$  it is possible to neglect the derivative in the right

part of equation (10). Consequently, this problem can be solved in the quasi-steady-state approximation by replacing differential equation (10) with the algebraic one. The Reynolds numbers, calculated on the basis of absolute roughness ( $Re_\Delta = W\Delta/v$ ), varied in the range of 50 to 300, which corresponds to the transition area of resistance. Therefore,  $b \neq \text{const}$ , and the Cauchy problem had to be solved numerically. The calculation results for different diameter values are shown in Fig. 5.

The results of the numerical solution differed from the analytical one not more than 1–2 %. The contribution of  $b$  did not exceed 3 % in the formula  $a_3 = b - a_2$ . This contribution increases if the water feeds are very small, but it is uncharacteristic for self-contained water supply and sanitation systems, as in Fig. 1 (see Fig. 5, a). Therefore, we can use the analytical solution that offers a sufficient degree of accuracy (16).

An increase in the pipeline diameter leads to a decrease in hydraulic losses along its length and, as seen in Fig. 5, to an increase in water supply and a decrease in  $T$ , the time of pumping pre-set volume  $V_K$ . In Table  $Q_0$  is the initial value of the flow rate;  $Q_S = V_K/T$  is the average value of the flow rate for all time period.

To calculate the values of energy efficiency, let's find spent  $A_z$  and hydraulic  $A_u$  mechanical work during the pumping time:

$$A_z = \int_0^\tau f_2(Q(t)) dt, \quad (17)$$

$$A_u = \rho g \int_0^\tau Q(t) f_1(Q(t)) dt.$$

We calculate the coefficient of efficiency and specific work and enter these values in the table:

$$\eta = 100 A_u / A_z, \quad E = A_z / V_K. \quad (18)$$

Under the conditions considered in the article, Struhal numbers do not affect the results of the hydraulic calculation, including the energy efficiency values.

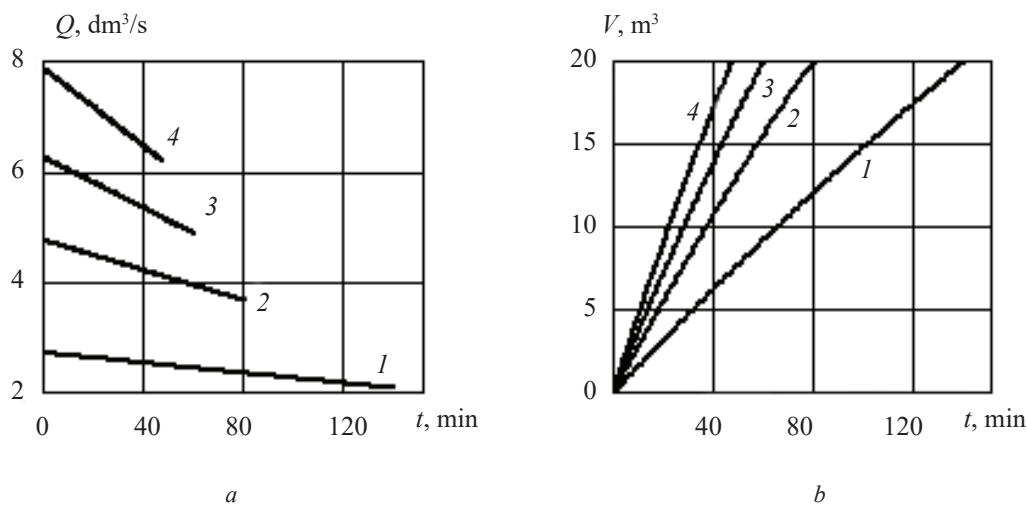


Fig. 5. The results of the hydraulic calculation of the SPS that has pump 1K 50-32-125 at different values of the diameter: 1 —  $d = 30 \text{ mm}$ ; 2 —  $d = 40 \text{ mm}$ ; 3 —  $d = 50 \text{ mm}$ ; 4 —  $d = 100 \text{ mm}$ ; a — instantaneous flow rate; b — pumped volume



The hydraulic calculation of APS with 1K 50-32-125 pump

$d$ , mm	$\text{Str} \cdot 10^5$	$\Theta$	$T$ , min	$Q_s$ , dm <sup>3</sup> /s	$Q_0$ , dm <sup>3</sup> /s	$\eta$ , %	$E$ , kJ/dm <sup>3</sup>
30	1.953	0.894	139.4	2.40	2.71	48.1	461.1
40	2.894	0.829	80.1	4.16	4.75	54.6	343.4
50	2.889	0.786	59.9	5.57	6.25	44.5	324.8
70	1.931	0.755	50.1	6.65	7.45	30.5	325.3
100	1.013	0.747	47.8	6.97	7.79	25.8	326.9

As the value of  $\Theta$  increases, the efficiency decreases (deteriorates, though insignificantly), while a decrease in  $E$  indicates a substantial improvement in energy efficiency at small diameters. A change in energy efficiency becomes small with an increase in diameter over 100 mm.

## CONCLUSION AND DISCUSSION

Therefore, in case of a variable level in the self-similar (quadratic) resistance range, the non-steady problem of fluid pumping by a CP has two similarity criteria:  $\text{Str}$ , the analog of the Struhal number and  $\Theta$ , a dimensionless complex value linking the CP head value, exceeding the initial static head at zero supply, the steepness of head characteristics and the hydraulic resistance of the circuit. For the case when  $\text{Str} = 0$ , the analytical expression describing the dependence between the time, needed to pump a pre-set volume of liquid, and criterion value  $\Theta$  is found.

An example featuring the technical parameters typical for self-contained water supply and discharge systems at different pipeline diameters  $d$  is consi-

dered. The dependence of the Struhal number on  $d$  is non-monotone, but this does not affect the calculation results, since  $\text{Str}$  is of  $10^{-5}$  order. At such small values of  $10^{-5}$  the problem can be solved in the quasi-steady-state approximation: the current level difference is used to find the flow rate. Due to the fact that the hydraulic resistance range turned out to be transient, the Cauchy problem had to be solved numerically. However the obtained solution differed from the approximate analytical one by no more than 1–2 %.

The value of the similarity criterion  $\Theta$  increases with the diameter of the pipeline. At the same time, efficiency decreases, which should mean deterioration of energy efficiency values, but the reduction in specific costs of mechanical work for pumping a specific volume of liquid indicates an improvement of these indicators. Therefore, when equipment is selected, it is advisable to focus on a change in the value of  $E$ , rather than the efficiency factor when energy efficiency is assessed.

In our opinion, further research may be of interest, in particular, it can be conducted for the SPS that pump highly viscous liquids.

## REFERENCES

1. Pravinchandra M.M. Improving the head and efficiency of a pump. *International Journal of Engineering Development and Research*. 2016; 4(2):275-281.
2. Volkov A.V., Parygin A.G., Naumov A.V., Vikhlyantsev A.A., Druzhinin A.A., Grigoriev S.V. Application of methods of the optimum control theory for development of high efficiency centrifugal pumps. *International Journal of Applied Engineering Research*. 2017; 12(19):8768-8778.
3. Pochylý F., Haluza M., Fialová S., Dobšáková L., Volkov A.V., Parygin A.G. et al. Application of heterogeneous blading systems is the way for improving efficiency of centrifugal energy pumps. *Thermal Engineering*. 2017; 64(11):794-801. DOI: 10.1134/S0040601517110088
4. Nikolenko I.V., Ryzhakov A.N., Umarov R.S. Improving energy efficiency of regulating power units pumping stations of water supply systems. *Construction and Industrial Safety*. 2016; 3(55):75-81. (rus.).
5. Fisenko V.N. Energy efficiency of pumps in water supply and wastewater disposal systems. *Water Supply and Sanitary Equipment*. 2018; 6:52-56. (rus.).
6. Primin O.G., Gromov G.N., Ten A.E. Algorithms for constructing and calibrating electronic models of water supply system. *Vestnik MGSU [Proceedings of the Moscow State University of Civil Engineering]*. 2018; 13(7):(118):847-854. DOI: 10.22227/19970935.2018.7.847-854 (rus.).
7. Ivanovskij V.N., Karelina S.A. On the issue of energy efficiency of electric centrifugal pumps. *Oil and Gas Territory*. 2019; 3:36-43. (rus.).
8. Lynn A.Z., Khaing C.C., Sein N.W. Prediction of centrifugal pump performance on theoretical and experimental observation at constant speed of impeller. *International Journal of Scientific and Research Publications (IJSRP)*. 2019; 9(8):p92146. DOI: 10.29322/IJSRP.9.08.2019.p92146
9. Nikolenko I.V. Analysis of energy efficiency of power units pumping stations water supply and sanitation systems by specific indicators. *Construction and Industrial Safety*. 2020; 18(70):143-148. (rus.).
10. Todini E. Extending the global gradient algorithm to unsteady flow extended period simulations of water distribution systems. *Journal of Hydroinforma-*

tics. 2011; 13(3):167-180. DOI: 10.2166/hydro.2010.164

11. Giustolisi O., Berardi L., Laucelli D. Generalizing WDN simulation models to variable tank levels. *Journal of Hydroinformatics*. 2012; 14(3):562. DOI: 10.2166/hydro.2011.224

12. Volkov V.Yu., Golibrodo L.A., Zorina I.G., Kudryavtsev O.V., Krutikov A.A., Skibin A.P. Applying the control–volume method to extended period simulations in pipe network hydraulics. *Mathematical Modeling and Computational Methods*. 2016; 4(12):34-46. DOI: 10.18698/2309-3684-2016-4-3446 (rus.).

13. Hristo P.E. An energy consumption optimization of centrifugal machine in dynamic modes in the limited area of variables changes. *Energy Saving. Power Engineering. Energy Audit*. 2014; 12:2-16. (rus.).

14. Protopopov A.A., Vigovskiy V.I. Analysing operation of a centrifugal pump forming part of a system with variable parameters. *Polytechnic student journal of BMSTU*. 2017; 11(16):13. DOI: 10.18698/2541-8009-2017-11-198 (rus.).

15. Naumov V.A. Analysis of the non-stationary mathematical model of a simple hydraulic network with a centrifugal pump. *Vestnik of Ivanovo State Power Engineering University*. 2020; 4:64-70. DOI: 10.17588/2072-2672.2020.4.064-070 (rus.).

16. Jovic V. *Analysis and modelling of non-steady flow in pipe and channel networks*. John Wiley & Sons, Ltd, 2013; 544.

17. Ghanbari A., Farshad F.F., Reice H.H. Newly developed friction factor correlation for pipe flow and flow assurance. *Journal Chemical Engineering and Materials Science*. 2011; 2:83-86.

18. Fang X., Xu Y., Zhou Z. New correlations of single-phase friction factor for turbulent pipe flow and evaluation of existing single-phase friction factor correlations. *Nuclear Engineering and Design*. 2011; 241(3):897-902. DOI: 10.1016/j.nucengdes.2010.12.019

19. Orlov V.A., Averkeyev I.A., Koblova E.V. Hydraulic component of alternative pipe materials and protective coatings in trenchless renovation of pressure pipelines. *Water Supply and Sanitary Tekhnique*. 2013; 6:22-26. (rus.).

20. Orlov V., Zotkin S. Study of changes in the coefficient of hydraulic friction of materials of pressure pipes at different temperatures. *Water Supply and Sanitary Tekhnique*. 2021; 4:54-59. DOI: 10.35776/VST.2021.04.08 (rus.).

21. Kumana J.D., Suarez M.R. Analyzing the performance of pump networks. Part 1: Basic theory. *Chemical Engineering Progress*. 2018; 114(1).

22. Ivanovskiy V.N., Sabirov A.A., Kuzmin A.V. To the question of choosing a workspace characteristic of centrifugal pumps. *Oil and Gas Territory*. 2015; 3:88-92. (rus.).

Received January 24, 2022.

Adopted in revised form on March 23, 2022.

Approved for publication on March 23, 2022.

**B I O N O T E S:** **Natal'ya R. Ahmedova** — Candidate of Biological Sciences, Associate Professor of the Department of Water Resources and Water Use; **Kaliningrad State Technical University (KSTU)**; 1 Sovetsky avenue, Kaliningrad, 236022, Russian Federation; SPIN-code: 5896-2408, ORCID: 0000-0003-3483-3580; isfendi@mail.ru;

**Vladimir A. Naumov** — Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Water Resources and Water Use; **Kaliningrad State Technical University (KSTU)**; 1 Sovetsky avenue, Kaliningrad, 236022, Russian Federation; SPIN-code: 1788-8843, Scopus: 16441812200, ResearcherID: T-2380-2017, ORCID: 0000-0003-0560-5933; van-old@mail.ru.

*Contribution of the authors:*

*Natal'ya R. Ahmedova* — collection of material, revision of the text, final conclusions.

*Vladimir A. Naumov* — scientific guidance, research concept, writing the source text.

*The authors declare that there is no conflict of interest.*