

Научная статья

УДК 621.65:637.02

DOI: 10.36718/1819-4036-2022-5-216-225

**Наталья Равиловна Ахмедова^{1✉}, Оксана Игоревна Левичева²,
Владимир Аркадьевич Наумов³**^{1,3}Калининградский государственный технический университет, Калининград, Россия²ООО «Балтфармацевтика», Багратионовск, Калининградская область, Россия¹isfendi@mail.ru²csu411@rambler.ru³van-old@mail.ru

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ТРУБОПРОВОДА ДЛЯ ПЕРЕКАЧИВАНИЯ МОЛОЧНЫХ ПРОДУКТОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫМ НАСОСОМ

Цель исследования – разработка метода расчета гидравлической системы для перекачивания молочных продуктов центробежным насосом с учетом переменной величины разности уровней. Рассматривалась система с заданными параметрами технологического трубопровода, используемого для перекачивания молочных продуктов, при условиях отсутствия кавитации в турбулентном режиме движения жидкости с применением центробежного насоса (ЦН) с открытым рабочим колесом (РК). Особенностью рассматриваемой системы является переменная по времени величина разности уровней $H(t)$, из-за чего течение в трубопроводе будет нестационарным. Экспериментальными расчетами определены рабочие характеристики насоса ОНЦ 10/10 для воды и сливок молочных (жирность 18 %, плотность $\rho = 1011 \text{ кг/м}^3$, коэффициент кинематической вязкости $\nu = 8,22 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$) при температуре $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Значение сдвиговой скорости для рассматриваемой жидкости у стенки трубы составило более 2000 с^{-1} . При выполнении расчетов принято, что молочные сливки – ньютоновская жидкость, так как их жирность менее 20 %, а скорость сдвига более 500 с^{-1} . В результате гидравлического расчета технологического трубопровода при различных диаметрах установлено, что: 1) с увеличением длины трубопровода L растет его гидравлическое сопротивление, расход жидкости Q заметно падает, при этом показатель энергетических затрат E на перекачивание сливок монотонно возрастает; 2) с увеличением диаметра трубопровода d снижается его гидравлическое сопротивление, расход жидкости Q заметно растет, при этом показатель энергетических затрат E на перекачивание сливок снижается. В обоих случаях коэффициент полезного действия (КПД), в отличие от показателя удельных энергозатрат E , изменяется немонотонно, но совсем незначительно. Подбор насосного оборудования по КПД производить нецелесообразно.

Ключевые слова: центробежный насос, технологический трубопровод, гидравлический расчет, молочный раствор

Для цитирования: Ахмедова Н.Р., Левичева О.И., Наумов В.А. Гидравлический расчет технологического трубопровода для перекачивания молочных продуктов центробежным насосом // Вестник КрасГАУ. 2022. № 5. С. 216–225. DOI: 10.36718/1819-4036-2022-5-216-225.

Natalya Ravirovna Akhmedova^{1✉}, Oksana Igorevna Levicheva², Vladimir Arkadyevich Naumov³^{1,3}Kaliningrad State Technical University, Kaliningrad, Russia²JSC Baltfarmaceutika, Bagrationovsk, Kaliningrad Region, Russia¹isfendi@mail.ru²csu411@rambler.ru³van-old@mail.ru

PROCESS PIPELINE HYDRAULIC CALCULATION TO PUMP DAIRY PRODUCTS WITH A CENTRIFUGAL PUMP

The purpose of the study is to develop a method for calculating a hydraulic system for pumping dairy products with a centrifugal pump, taking into account the variable value of the level difference. A system with specified parameters of a technological pipeline used for pumping dairy products was considered under conditions of the absence of cavitation in a turbulent mode of fluid movement using a centrifugal pump (CP) with an open impeller (EC). A feature of the system under consideration is the time-variable value of the level difference $H(t)$, due to which the flow in the pipeline will be unsteady. Experimental calculations determined the operating characteristics of the ONTs 10/10 pump for water and dairy cream (fat content 18 %, density $\rho = 1011 \text{ kg/m}^3$, kinematic viscosity coefficient $\nu = 8.22 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) at a temperature $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. The value of the shear rate for the liquid under consideration at the pipe wall was more than 2000 s^{-1} . When performing calculations, it is assumed that milk cream is a Newtonian liquid, since their fat content is less than 20 %, and the shear rate is more than 500 s^{-1} . As a result of the hydraulic calculation of the technological pipeline with different diameters, it was found that: 1) with an increase in the length of the pipeline L , its hydraulic resistance increases, the liquid flow rate Q drops noticeably, while the indicator of energy costs E for pumping cream monotonously increases; 2) with an increase in the diameter of the pipeline d , its hydraulic resistance decreases, the liquid flow rate Q increases noticeably, while the indicator of energy costs E for pumping cream decreases. In both cases, the coefficient of performance (COP), in contrast to the indicator of specific energy consumption E , changes non-monotonically, but only slightly. The selection of pumping equipment by efficiency is impractical.

Keywords: centrifugal pump, process pipeline, hydraulic calculation, milk solution

For citation: Akhmedova N.R., Levicheva O.I., Naumov V.A. Process pipeline hydraulic calculation to pump dairy products with a centrifugal pump // Bulliten KrasSAU. 2022;(5): 216–225. (In Russ.). DOI: 10.36718/1819-4036-2022-5-216-225.

Введение. Центробежные насосы широко используются в технологических линиях по производству молочных продуктов [1–3]. По мнению [1], при выборе центробежного насоса для молочных продуктов (ЦНМП) необходимо учитывать следующие основные факторы: вязкость жидкости и содержание взвешенных веществ в ней; чувствительность характеристик жидкости к сдвигу и диссипации энергии вязкого сдвига, требования к насосу (давление, расход); гигиенические требования и стоимость насоса и эксплуатационные затраты. Необходимо обращать внимание на то, чтобы механическое воздействие насоса в наименьшей степени влияло на характеристики жидкости; насос работал близко к своей оптимальной точке; отсутствовала кавитация; механический износ элементов насоса не приводил к значительной потере эффективности перекачивания [1].

Совершенствованию характеристик ЦНМП посвящен ряд публикаций (см. [4–7]). Известно, что РК ЦНМП оказывает существенное механическое воздействие на дисперсный состав жировой фазы. Результаты экспериментов по оценке влияния конструкций РК на среднее количество жировых шариков молока позволили выделить основные причины потерь: 1) за счет травмирования жира РК, вследствие чего про-

исходит налипание на поверхности коммуникаций; 2) снижение жира за счет разрушения оболочек жировых шариков РК и, как следствие, осаждения на внутренних поверхностях коммуникаций после молочного насоса [4].

В [5] была предпринята попытка подобрать профиль лопастей РК ЦНМП, чтобы его воздействие на жировую частицу оставалось величиной постоянной, не превышающей предельного значения. Дальнейшее развитие этого направления исследований ЦНМП представлено в [6]. В [7] была предложена конструкция модернизированного ЦНМП для использования его в качестве смесителя.

Цель исследования – разработка метода расчета гидравлической системы для перекачивания молочных продуктов центробежным насосом с учетом переменной величины разности уровней.

Объекты и методы. В транспортировке жидких молокопродуктов отдается предпочтение НЦМП с открытым РК, несмотря на их меньшую производительность и худшие показатели энергетической эффективности [8–10]. Это связано с легкостью и удобством их разборки и очистки. На рисунке 1 это иллюстрируют фотографии ОНЦ 10/10, характеристики которого будут использованы в данной статье.

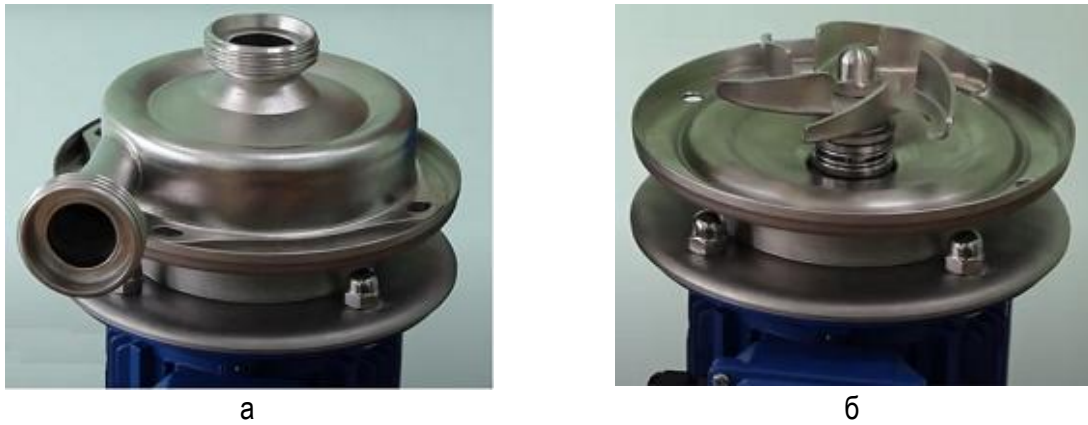


Рис. 1. Центробежный молочный насос ОНЦ: а – внешний вид; б – открытое рабочее колесо

Далее будем рассматривать гидравлическую систему, показанную на рис. 2 (вентили 7 и 8 открыты, 6 и 9 – закрыты). Ее особенностью

является переменная по времени величина разности уровней $H(t)$, из-за чего течение в трубопроводе будет нестационарным.

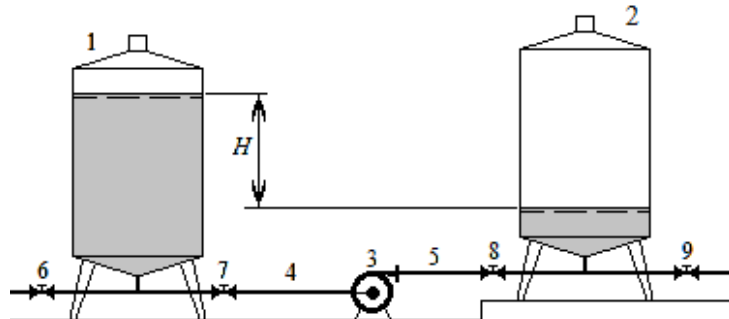


Рис. 2. Гидравлическая схема транспортировки молокопродуктов в технологической линии: 1 – исходная емкость; 2 – конечная емкость; 3 – ЦНМП; 4 – всасывающий трубопровод; 5 – нагнетательный трубопровод; 6–9 – вентили

Рассмотрим систему со следующими параметрами базовой версии технологического трубопровода: рабочий объем резервуаров $V_1 = V_2 = 10 \text{ м}^3$; их рабочая высота $H_0 = 3 \text{ м}$; внутренний диаметр трубопровода $d = 35 \text{ мм}$; длина $L = 20 \text{ м}$; абсолютная эквивалентная шероховатость $\Delta = 0,03 \text{ мм}$; суммарный коэффициент местных гидравлических потерь $\zeta_M = 4$.

Оценим сдвиговую скорость $\dot{\gamma}$. Сначала в ЦНМП: диаметр рабочего колеса $D = 95 \text{ мм}$; размер осевого зазора $\delta = 13 \text{ мм}$; частота вращения $n = 2900 \text{ об/мин} = 48,3 \text{ об/с}$; окружная скорость $U = 2\pi \cdot 48,3 \cdot 0,095 = 28,8 \text{ м/с}$. Оценка скорости сдвига в ЦНМП

$$\dot{\gamma} \approx U / \delta = 2215 \text{ с}^{-1}$$

Оценим скорость сдвига у стенки трубы для ньютоновской жидкости по формуле

$$\dot{\gamma} = \lambda \cdot W^2 / (8v),$$

где λ – коэффициент гидравлических потерь по длине трубопровода.

При расходе молочных сливок от 2 л/с и выше сдвиговая скорость будет более 2000 с^{-1} .

Опубликовано большое количество работ, в которых приводятся данные о реологическом поведении молока и сливок при высоких скоростях сдвига (см. [11–13]). Общее мнение, что при скорости сдвига более 500 с^{-1} молочные сливки жирностью 20% и менее можно считать ньютоновскими жидкостями. Далее будем рассматривать жидкости, которые можно считать ньютоновскими (вода, молоко, сливки жирностью менее 20 %).

Полагаем, что в гидравлической системе на рисунке 2 выполнены условия отсутствия кавитации. Режим течения жидкости – турбулентный. Давление на поверхности жидкости обоих резервуаров – атмосферное. Постановка задачи, кроме дифференциального уравнения для объема перекачиваемой жидкости V , требует задания начального условия:

$$dV/dt = Q, V(0) = 0, Q = W \cdot S_0, \quad (1)$$

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

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

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

где Δ – эквивалентная шероховатость трубопровода; ζ_{Mi} – коэффициенты потерь в местных гидравлических сопротивлениях; ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости; Re – число Рейнольдса.

$$H_p \equiv f_1(Q) = a_0 + a_1 Q + a_2 Q^2, \quad N \equiv f_2(Q) = c_0 + c_1 Q + c_2 Q^2 + c_3 Q^3, \quad (4)$$

где размерные эмпирические коэффициенты определяются для заданного ЦНМП по рабочим характеристикам методом наименьших квадратов.

Результаты и их обсуждение. В качестве примера в данной статье используем рабочие характеристики молочного насоса с открытым рабочим колесом ОНЦ 10/10 (показаны точками на ри-

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

Полагаем, 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 [14] (с начальным условием $Q(0) = 0$):

Коэффициент гидравлического сопротивления сети рассчитывался с использованием известной формулы Альтшуля:

Зависимость напора $H_p(Q)$ в уравнении (2), а также затраченной мощности ЦНМП от подачи аппроксимируем многочленами:

сунке 3, получены для воды при 20 °С [15]. Коэффициенты в формулах (4) будут $a_0 = 23,35$ м; $a_1 = -1,479$ м/(дм³/с); $a_2 = -0,228$ м/(дм³/с)²; $c_0 = 0,292$ кВт; $c_1 = 0,840$ кВт/(дм³/с); $c_2 = -0,172$ кВт/(дм³/с)²; $c_3 = -0,0134$ кВт/(дм³/с)³. Видно, что результаты расчета по формулам (4) хорошо согласуются с экспериментальными данными.

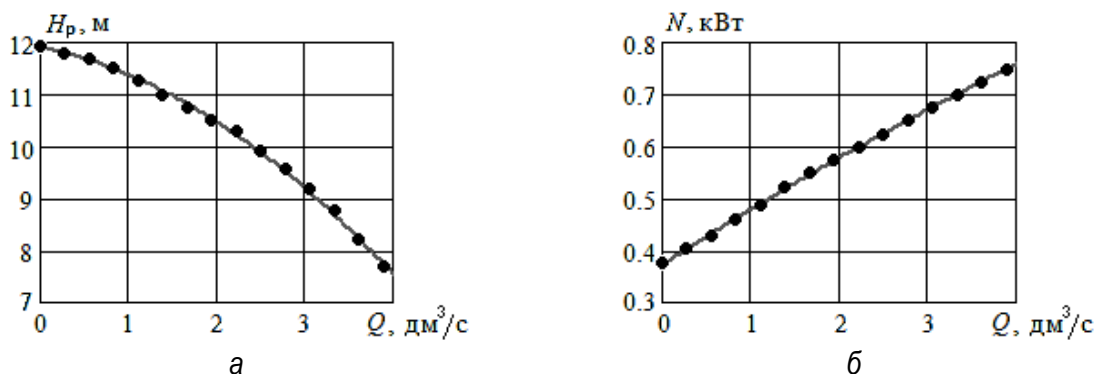


Рис. 3. Рабочие характеристики насоса ОНЦ 10/10: а – напор; б – затраченная мощность. Точки – данные испытаний [15], линии – результаты расчета по формулам (4)

В технической документации [15] приведена и зависимость КПД от подачи (точки на рис. 4, а).

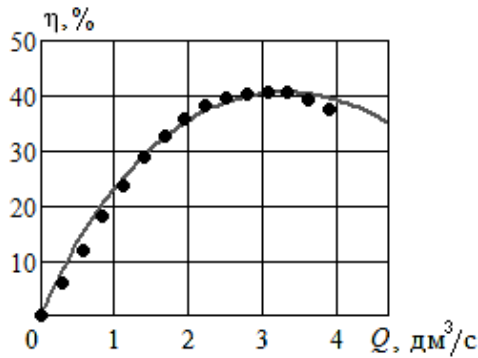
Пересчитаем КПД по данным испытаний напора и мощности (рис. 3) по формуле

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

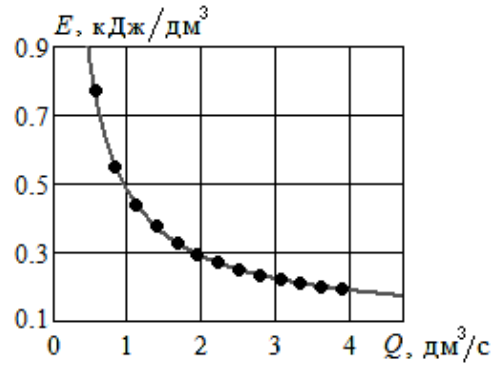
где ρ_w – плотность воды.

Рисунок 4, а показывает, что в технической документации [15] КПД практически не отлича-

ется от результата расчета по графикам напора и мощности.



а



б

Рис. 4. Показатели энергетической эффективности насоса ОНЦ 10/10: а – КПД; б – удельная затраченная работа. Точки – по данным испытаний [15], линии – результаты расчета по формулам (5) и (6)

Для оценки энергетической эффективности насосных систем успешно применяют показатель удельных энергозатрат (например [16]):

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

Показатель E , рассчитанный для перекачивания воды, приведен на рисунке 4, б. Как и в [16], 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.

Необходимо учесть отличие свойств жидких молокопродуктов от аналогичных параметров воды. Имеющаяся методика [17] позволяет вы-

полнить оценку влияния этих свойств для ньютоновских жидкостей. Заметим, что изменение характеристик ЦНМП при перекачивании обезжиренного молока столь мало, что его можно не учитывать в инженерных расчетах.

В качестве примера рассмотрим сливки молочные жирности 18 % при температуре 20 °С с плотностью $\rho = 1011 \text{ кг/м}^3$, коэффициентом кинематической вязкости $\nu = 8,22 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} = 8,22 \text{ сСт}$ [11], частота вращения рабочего колеса ЦН $n = 2900 \text{ об/мин}$. По рисункам 3 и 4 при перекачивании воды с наибольшим КПД $\eta_{0w} = 0,406$; $Q_{0w} = 11,88 \text{ м}^3/\text{час}$; $H_{0w} = 8,75 \text{ м}$; $N_{0w} = 0,698 \text{ кВт}$. По формулам [17, с. 8] рассчитаем значения аналогов числа Рейнольдса и коэффициента быстроходности:

$$Re_q = \frac{\sqrt[3]{Q_{0w}^2 \cdot n}}{\nu} = \frac{\sqrt[3]{11,88^2 \cdot 2900}}{8,22} = 9,03; \quad (7)$$

$$n_q = \frac{n \cdot \left(\frac{Q_{0w}}{3600}\right)^{0,5}}{H_{0w}^{0,75}} = \frac{2900 \cdot \left(\frac{11,88}{3600}\right)^{0,5}}{8,75^{0,75}} = 32,75. \quad (8)$$

Вспомогательный параметр

$$B = \frac{16,5}{\sqrt[12]{60 \cdot n_q \cdot \sqrt{Re_q}}} = \frac{16,5}{\sqrt[12]{60 \cdot 32,75 \cdot \sqrt{9,03}}} = 2,92. \quad (9)$$

Поправочные коэффициенты

$$C_H = C_Q = \exp[-0,165 \cdot (\log B)^{3,15}] = 0,985; \quad (10)$$

$$C_\eta = B^{-0,0547 \cdot B^{0,69}} = 0,885. \quad (11)$$

По формулам (10), (11) оценка снижения напора и подачи всего 1,5 %, а КПД – 11,5 %: $\eta_0 = 0,359$; $Q_0 = 11,71 \text{ м}^3/\text{час}$; $H_0 = 8,62 \text{ м}$, откуда с учетом увеличения плотности затраченная мощность возрастает до $N_0 = 0,787 \text{ кВт}$. Следовательно

но, показатель удельных энергетических затрат увеличится на 14,4 % – с 0,211 до 0,242 кДж/дм³.

Результаты расчетов представлены на рисунках 5–8.

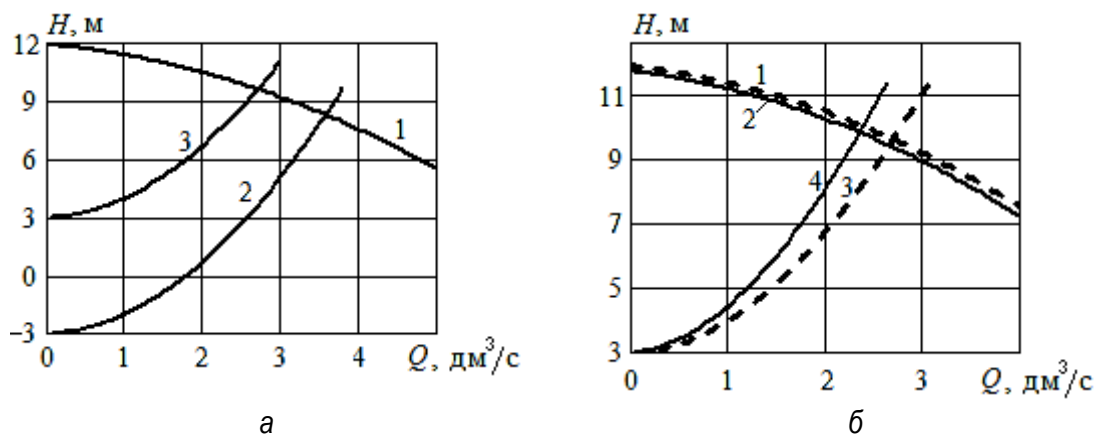


Рис. 5. Рабочая точка насосной установки ОНЦ 10/10 при $H(0) = 3 \text{ м}$, $L = 20 \text{ м}$, $d = 35 \text{ мм}$: а – вода (20°C); 1 – напорная характеристика насоса; 2 – характеристика трубопровода в начале перекачивания; 3 – в конце перекачивания; б – вода и сливки; 1, 2 – напорная характеристика насоса (1 – вода, 2 – сливки); 3, 4 – характеристика трубопровода в конце перекачивания (3 – вода, 4 – сливки)

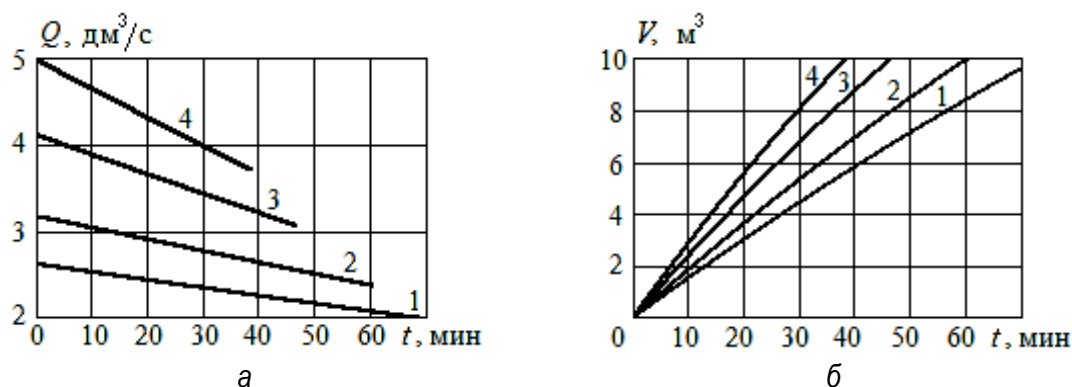


Рис. 6. Динамика перекачивания сливок насосом ОНЦ 10/10 при $L=20 \text{ м}$, $H(0)=3 \text{ м}$ и различных диаметрах трубопровода: 1 – $d = 32 \text{ мм}$; 2 – $d = 35 \text{ мм}$; 3 – $d = 40 \text{ мм}$; 4 – $d = 45 \text{ мм}$; а – изменение расхода по времени; б – объем перекачанной жидкости

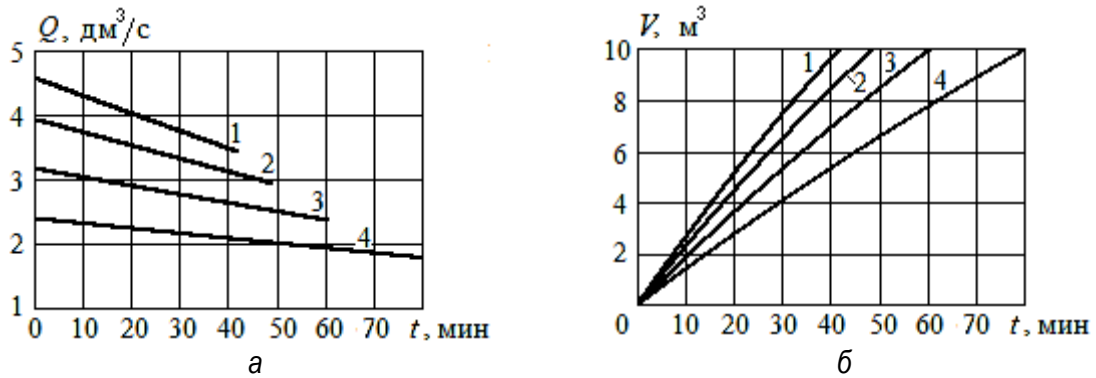


Рис. 7. Динамика перекачивания сливок насосом ОНЦ 10/10 при $d = 35$ мм, $H(0) = 3$ м и различной длине трубопровода: 1 – $L = 5$ м; 2 – $L = 10$ м; 3 – $L = 20$ м; 4 – $L = 40$ м; а – изменение расхода по времени, б – объем перекачанной жидкости

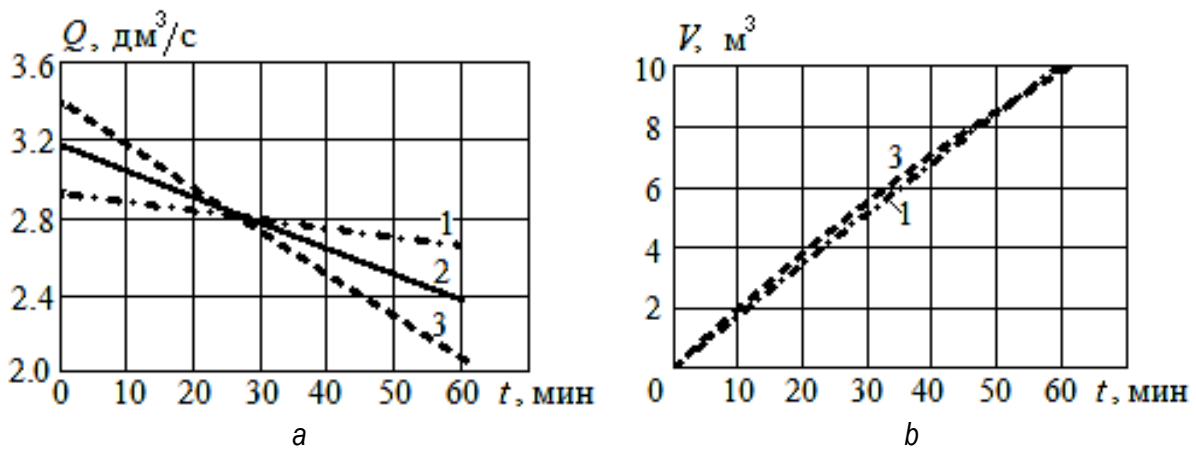


Рис. 8. Динамика перекачивания сливок насосом ОНЦ 10/10 при $d=35$ мм, $L = 20$ м и различном перепаде уровней: 1 – $H(0) = 1$ м; 2 – $H(0) = 3$ м; 3 – $H(0) = 5$ м; а – изменение расхода по времени; б – объем перекачанной жидкости

По рисункам б, а, 7, а, 8, а снижение расхода близко к линейной зависимости. Поэтому можно предложить инженерный метод расчета, без решения дифференциальных уравнений численным методом. Определить расход в начальный и конечный момент перекачивания (Q_0 и Q_k), по ним среднее значение $Q_c = 0,5 (Q_0 + Q_k)$, приближенное значение времени перекачивания $T_c = V/Q_c$. Отличие от значения времени перекачи-

вания, полученного из решения системы дифференциальных уравнений T_k , менее 0,5 %.

По рисунку 8, а увеличение $H(0)$ заметно влияет на Q_0 и Q_k , при этом среднее значение Q_c изменяется незначительно. Поэтому время перекачивания на рисунке 8, б почти не изменяется.

Зная зависимость расхода от времени, можно найти полезную (гидравлическую) A_u , и затраченную работу A_z на перекачивание жидкости:

$$A_u = g \cdot \rho \cdot \int_0^{T_k} Q(\tau) \cdot f_1(Q(\tau)) d\tau, \quad A_z = \int_0^{T_k} f_2(Q(\tau)) d\tau. \quad (12)$$

В функциях $H = f_1(Q)$, $N = f_2(Q)$ необходимо учесть вышеуказанную поправку на вязкость сливок.

Результаты расчета параметров гидравлической системы представлены в таблице.

Результаты расчета параметров гидравлической системы

d , мм	L , м	Q_0 , дм ³ /с	Q_K , дм ³ /с	T_K , мин	A_u , кДж	A_z , кДж	E , кДж/м ³	η , %
35	5	4,57	3,43	41,7	721	2144	214,4	33,6
35	10	3,93	2,94	48,5	820	2337	233,7	35,1
35	20	3,17	2,76	60,4	923	2663	266,3	34,6
35	40	2,39	1,78	80,0	1009	3184	318,4	31,7
32	20	2,61	1,95	73,2	986	3006	300,6	32,8
35	20	3,17	2,76	60,4	923	2663	266,3	34,6
40	20	4,10	3,06	46,6	796	2284	224,4	34,8
45	20	4,97	3,71	38,4	656	2051	205,1	32,0

Заключение. С увеличением длины трубопровода растет его гидравлическое сопротивление. Расход жидкости заметно падает. Если $L = 5$ м, то время перекачивания менее 42 мин, а при 40 м оно увеличивается до 80 мин. При этом показатель энергетических затрат на перекачивание сливок монотонно возрастает с 214,4 до 318,4 кДж/м³.

С увеличением диаметра трубопровода снижается его гидравлическое сопротивление. Расход жидкости заметно растет. Если $d = 32$ мм, то время перекачивания более 73 мин, а при 45 мм оно уменьшается до 34,4 мин. При этом показатель энергетических затрат на перекачивание сливок снижается с 300,6 до 205,1 кДж/м³. Разумеется, увеличение диаметра трубопровода ограничено стоимостными показателями. Для чего необходимо решать оптимизационную задачу, как, например, в [18]. Но это предмет отдельного исследования.

Заметим, что в обоих случаях КПД, в отличие от показателя E , изменяется не монотонно, но совсем незначительно. Подбор насосного оборудования по КПД производить нецелесообразно, следует опираться на показатель E .

Список источников

- Oliveira J.C. Flow equipment: pumps / J.C. Oliveira // Encyclopedia of Dairy Sciences (Second Edition). Editor-in-Chief J.W. Fuquay. Elsevier Ltd. Academic Press, 2011. P. 145–151.
- Шаршунов В.А. Технологическое оборудование для производства молока и молочных продуктов: учебное пособие: в 2 ч. Ч. 1. Минск: Мисанта, 2015. 665 с.
- Бредихин С.А. Технологическое оборудование переработки молока: учеб. пособие. СПб.: Лань, 2018. 412 с.
- Ушаков Ю.А. Результаты исследования качества молока при использовании усовершенствованного молочного насоса // Известия Оренбургского ГАУ. 2011. № 3 (31). С. 78–81.
- Карташов Л.П., Колпаков А.В., Ушаков Ю.А. Методики определения коэффициентов модели вычислительного эксперимента с целью получения оптимальной формы лопасти рабочего колеса молочного насоса // Известия Оренбургского ГАУ. 2010. № 1 (25). С. 76–79.
- Методика определения динамического коэффициента пропорциональности в математической модели взаимодействия лопасти насоса с молоком и установка для ее реализации / В.А. Шахов [и др.] // Совершенствование инженерно-технического обеспечения производственных процессов и технологических систем: мат-лы междунар. науч.-практ. конф. Оренбург: Оренбургский ГАУ, 2018. С. 93–98.
- Горбунов Р.М. Совершенствование молочного насоса многоцелевого назначения // Инновационное развитие агропромышленного комплекса как фактор конкурентоспособности: проблемы, тенденции, перспективы: кол. монография. Киров: Изд-во Вятской ГСХА, 2020. С. 213–229.
- Ржебаева Н.К., Шендрик В.В., Бородай М.В. Методика расчета насосов с полуоткрытыми и открытыми колесами // Вестник НТУУ «КПИ». 2002. Вып. 42, т. 2. С. 166–170.
- Zhang, Y.L., Zhu, Z.C., Li W.G. Experiments on transient performance of a low specific speed centrifugal pump with open impeller // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 2016. Vol. 230, Is. 7, pp. 648-659. DOI: 10.1177/0957650916666452.
- Боровин Г.К., Петров А.И., Протопопов А.А. Методика и алгоритм определения основных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса // Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша. 2016. № 63. 16 с. DOI: 10.20948/prepr-2016-63. URL: <http://library>.

- keldysh.ru/preprint.asp?id=2016-63 (дата обращения: 30.10.2021).
11. *Vliet T., Walstra P.* Relationship between viscosity and fat content of milk and cream // *Journal of Texture Studies*. 2007. Vol. 11, pp. 65–68. DOI: 10.1111/j.1745-4603.1980.tb00308.x.
 12. *Morison K.R., Phelan J.P., Bloore C.G.* Viscosity and non-Newtonian behaviour of concentrated milk and cream // *International Journal of Food Properties*. 2013. Vol. 16, No. 4, pp. 882–894. DOI: 10.1080/10942912.2011.573113.
 13. Flow properties and tube friction factor of milk cream: Influence of temperature and fat content / *R. Flauzino [et al.]* // *Journal of Food Process Engineering*. 2010. Vol. 33, Iss. 5, pp. 820–836. DOI: 10.1111/j.1745-4530.2008.00307.x.
 14. *Наумов В.А.* Анализ нестационарной математической модели простой гидравлической сети с центробежным насосом // *Вестник Ивановского государственного энергетического института*. 2020. № 4. С. 64–70. DOI: 10.17588/2072-2672.2020.4.064-070.
 15. ООО «Пищевые насосы». Центробежные насосы ОНЦ. URL: <https://foodpumps.ru/centrobezhnye-nasosy-ONC> (дата обращения: 01.11.2021).
 16. *Наумов В.А., Левичева О.И.* Оценка энергетической эффективности центробежных насосов для пищевой промышленности // *Известия КГТУ*. 2021. № 63. С. 89–100.
 17. ГОСТ 33967-2016. Насосы центробежные для перекачивания вязких жидкостей. Поправки к рабочим характеристикам. М.: Стандартинформ, 2017. 18 с.
 18. Оптимизация параметров технологического трубопровода по технико-экономическим показателям / *А.А. Хвостов [и др.]* // *Вестник Воронежского государственного университета инженерных технологий*. 2020. Т. 82, № 1. С. 34–46. DOI: 10.20914/2310-1202-2020-1-34-46.
 4. *Ushakov Yu.A.* Rezul'taty issledovaniya kachestva moloka pri ispol'zovanii usovershenstvovannogo molochnogo nasosa // *Izvestiya Orenburgskogo GAU*. 2011. № 3 (31). S. 78–81.
 5. *Kartashov L.P., Kolpakov A.V., Ushakov Yu.A.* Metodiki opredeleniya ko'efficientov modeli vychislitel'nogo `eksperimenta s cel'yu polucheniya optimal'noj formy lopasti rabocheho kolesa molochnogo nasosa // *Izvestiya Orenburgskogo GAU*. 2010. № 1 (25). S. 76–79.
 6. Metodika opredeleniya dinamicheskogo ko'efficianta proporcional'nosti v matematicheskoy modeli vzaimodejstviya lopasti nasosa s molokom i ustanovka dlya ee realizacii / *V.A. Shahov [i dr.]* // *Sovershenstvovanie inzhenerno-tehnicheskogo obespecheniya proizvodstvennyh processov i tehnologicheskikh sistem: mat-ly mezhdunar. nauch.-prakt. konf. Orenburg: Orenburgskij GAU, 2018. S. 93–98.*
 7. *Gorbunov R.M.* Sovershenstvovanie molochnogo nasosa mnogocel'evogo naznacheniya // *Innovacionnoe razvitie agropromyshlennogo kompleksa kak faktor konkurentnosposobnosti: problemy, tendencii, perspektivy: kol. monografiya. Kirov: Izd-vo Vyatskoj GSHA, 2020. S. 213–229.*
 8. *Rzhebaeva N.K., Shendrik V.V., Borodaj M.V.* Metodika rascheta nasosov s poluotkrytymi i otkrytymi kolesami // *Vestnik NTUU «KPI»*. 2002. Vyp. 42, t. 2. S. 166–170.
 9. *Zhang, Y.L., Zhu, Z.C., Li W.G.* Experiments on transient performance of a low specific speed centrifugal pump with open impeller // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 2016. Vol. 230, Is. 7, pp. 648–659. DOI: 10.1177/0957650916666452.
 10. *Borovin G.K., Petrov A.I., Protopopov A.A.* Metodika i algoritm opredeleniya osnovnykh konstruktivnykh parametrov malorashodnogo centrobezhnogo nasosa // *Preprinty IPM im. M.V. Keldysha*. 2016. № 63. 16 s. DOI: 10.20948/prepr-2016-63. URL: <http://library.keldysh.ru/preprint.asp?id=2016-63> (data obrascheniya: 30.10.2021).
 11. *Vliet T., Walstra P.* Relationship between viscosity and fat content of milk and cream // *Journal of Texture Studies*. 2007. Vol. 11,

References

1. *Oliveira J.C.* Flow equipment: pumps / *J.C. Oliveira* // *Encyclopedia of Dairy Sciences* (Second Edition). Editor-in-Chief J.W. Fuquay. Elsevier Ltd. Academic Press, 2011. P. 145–151.
2. *Sharshunov V.A.* Tehnologicheskoe oborudovanie dlya proizvodstva moloka i molochnykh produktov: uchebnoe posobie: v 2 ch. Ch. 1. Minsk: Misanta, 2015. 665 s.
3. *Bredihin S.A.* Tehnologicheskoe oborudovanie pererabotki moloka: ucheb. posobie. SPb.: Lan', 2018. 412 s.

- pp. 65–68. DOI: 10.1111/j.1745-4603.1980.tb00308.x.
12. *Morison K.R., Phelan J.P., Bloore C.G.* Viscosity and non-Newtonian behaviour of concentrated milk and cream // *International Journal of Food Properties*. 2013. Vol. 16, No. 4, pp. 882–894. DOI: 10.1080/10942912.2011.573113.
 13. Flow properties and tube friction factor of milk cream: Influence of temperature and fat content / *R. Flauzino [et al.]* // *Journal of Food Process Engineering*. 2010. Vol. 33, Iss. 5, pp. 820–836. DOI: 10.1111/j.1745-4530.2008.00307.x.
 14. *Naumov V.A.* Analiz nestacionarnoj matematicheskoj modeli prostoj gidravlicheskoj seti s centrobezhnym nasosom // *Vestnik Ivanovskogo gosudarstvennogo `energeticheskogo instituta*. 2020. № 4. S. 64–70. DOI: 10.17588/2072-2672.2020.4.064-070.
 15. ООО «Pischevye nasosy». Centrobezhnye nasosy ONC. URL: <https://foodpumps.ru/centrobezhnye-nasosy-ONC> (data obrascheniya: 01.11.2021).
 16. *Naumov V.A., Levicheva O.I.* Ocenka `energeticheskoy `effektivnosti centrobezhnyh nasosov dlya pischevoj promyshlennosti // *Izvestiya KGTU*. 2021. № 63. S. 89–100.
 17. GOST 33967-2016. Nasosy centrobezhnye dlya perekachivaniya vyazkih zhidkostej. Popravki k rabochim harakteristikam. M.: Standartinform, 2017. 18 s.
 18. Optimizaciya parametrov tehnologicheskogo truboprovoda po tehniko-`ekonomicheskim pokazatelyam / *A.A. Hvastov [i dr.]* // *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo universiteta inzhenernyh tehnologij*. 2020. T. 82, № 1. S. 34–46. DOI: 10.20914/2310-1202-2020-1-34-46.

Статья принята к публикации 21.03.2022 / The article accepted for publication 21.03.2022.

Информация об авторах:

Наталья Равиловна Ахмедова¹, доцент кафедры техносферной безопасности и природообустройства, кандидат биологических наук

Оксана Игоревна Левичева², начальник участка водопользования и водоотведения

Владимир Аркадьевич Наумов³, профессор кафедры техносферной безопасности и природообустройства, доктор технических наук, профессор

Information about the authors:

Natalya Ravilovna Akhmedova¹, Associate Professor at the Department of Technosphere Safety and Environmental Engineering, Candidate of Biological Sciences

Oksana Igorevna Levicheva², Head of the Water Use and Sewerage Section

Vladimir Arkadyevich Naumov³, Professor at the Department of Technosphere Safety and Environmental Management, Doctor of Technical Sciences, Professor

