

<https://doi.org/10.21603/2074-9414-2021-2-290-300>
УДК 621.674:664.858

Оригинальная статья
<http://fptt.ru>

Оценка влияния вязкости жидких пищевых продуктов на нагрузочные характеристики одновинтовых насосов

В. А. Наумов 



Калининградский государственный технический университет , Калининград, Россия

Дата поступления в редакцию: 21.01.2021

Дата принятия в печать: 23.02.2021



*e-mail: vladimir.naumov@klgtu.ru

© В. А. Наумов, 2021

Аннотация.

Введение. Важную роль в совершенствовании современных технологических линий играют гидравлические расчеты их проточных частей. Нередко такие расчеты выполняются без учета характеристик насосных установок. Одновинтовые насосы (ОВН) являются одним из типов гидравлических машин, применяемых для перекачивания высоковязких жидкостей в современных пищевых производствах. Цель работы – разработка инженерного метода оценки влияния вязкости неньютоновских жидкостей на нагрузочные характеристики ОВН, применяемые в пищевых технологиях.

Объекты и методы исследования. Одновинтовые насосы, снабженные бункером со шнеком и предназначенные для перекачивания высоковязких жидкостей. В качестве исходных данных использовались находящиеся в открытом доступе результаты испытаний ОВН серии Atlas W и результаты исследования реологических свойств кондитерских жележных масс. Были применены ранее разработанные автором методы расчета нагрузочных характеристик ОВН и учета влияния на них вязкости перекачиваемой жидкости. Зависимость вязкости от частоты вращения ротора определялась по формуле Бингама.

Результаты и их обсуждение. Анализ результатов испытаний ОВН серии Atlas W подтвердил необходимость учитывать в расчетах минимальную частоту вращения ротора, при которой начинается перекачивание жидкости. Для данной серии указанная частота прямо пропорциональна перепаду давления. Построен примерный вид нагрузочных характеристик ОВН при перекачивании жележных масс. Производительность ОВН при перекачивании особо вязких пищевых продуктов заметно меньше, а затраченная мощность существенно больше, чем при перекачивании воды. Снижение температуры и возрастание содержания пектина в кондитерских жележных массах приводит к снижению подачи и росту затраченной мощности ОВН.

Выводы. Разработан метод, позволяющий оценить нагрузочные характеристики ОВН (зависимости подачи, мощности и КПД от перепада давления) при перекачивании в пищевой технологии высоковязких жидкостей. Метод может быть использован при проектировании технологических трубопроводов.

Ключевые слова. Одновинтовые насосы, жидкие пищевые продукты, жележные массы, нагрузочные характеристики

Финансирование. Работа выполнена при частичной финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (РФФИ)  и Правительства Калининградской области в рамках научного проекта № 19-48-390004.

Для цитирования: Наумов В. А. Оценка влияния вязкости жидких пищевых продуктов на нагрузочные характеристики одновинтовых насосов // Техника и технология пищевых производств. 2021. Т. 51. № 2. С. 290–300. <https://doi.org/10.21603/2074-9414-2021-2-290-300>.

Original article

Available online at <http://fptt.ru/eng>

Effect of Liquid Food Viscosity on the Load Characteristics of Single-Screw Pumps

Vladimir A. Naumov 

Kaliningrad State Technical University , Kaliningrad, Russia

Received: January 21, 2021

Accepted: February 23, 2021



*e-mail: vladimir.naumov@klgtu.ru

© V.A. Naumov, 2021

Abstract.

Introduction. Hydraulic calculations of flow parts play an important role in the improvement of modern technological lines. Such calculations do not include the characteristics of pumping units. Single-screw pumps (SSP) pump high-viscosity liquids in modern food production. The research objective was to develop a new engineering method for assessing the effect of the viscosity of non-Newtonian fluids on the load characteristics of SSP in food production.

Study objects and methods. The research featured SSP with a hopper and an auger, designed for pumping high-viscosity liquids. The initial data were taken from officially published test results of Atlas W SSP and the study of the rheological properties of confectionery jelly masses. The research involved authentic methods for calculating the load characteristics of SSP based on the effect of the viscosity of pumped liquid. According to the first approximation, the change in the dimensionless load characteristics was similar in different SSP with an increase in the viscosity of the pumped liquid. The dependence of the viscosity on the rotation speed was determined by the Bingham formula.

Results and discussion. The test results of the Atlas W SSP confirmed the need to take into account the minimum rotation speed at which liquid pumping begins in the calculations. The specified frequency was directly proportional to the differential pressure for this series. The study revealed approximate load characteristics of the SSP during jelly pumping. While pumping viscous foods, SSP demonstrated poorer performance and bigger power consumption than during pumping water. The supply decreased and the power increased as the temperature went down and the pectin content in confectionery jelly masses rose.

Conclusion. The dependences of the flow rate and power consumed on the rotation speed published by the manufacturers of SSP were obtained during tests on water. The present research resulted in a new method to assess the load characteristics of the SSP when pumping high-viscosity liquids in food production. The obtained regression dependences need further refinement and experimental verification. The method can be used to design new technological pipelines.

Keywords. Single-screw pumps, liquid food products, jelly masses, load characteristics

Funding. The research was partially supported by the Russian Foundation for Basic Research and (RFBR)^{ROR} and the Government of the Kaliningrad Region (project No. 19-48-390004).

For citation: Naumov VA. Effect of Liquid Food Viscosity on the Load Characteristics of Single-Screw Pumps. Food Processing: Techniques and Technology. 2021;51(2):290–300. (In Russ.). <https://doi.org/10.21603/2074-9414-2021-2-290-300>.

Введение

Пищевые технологии нередко связаны с перекачиванием жидких субстанций как в виде составляющих компонентов, так и готового продукта. Опубликовано большое количество результатов исследований по повышению эффективности и снижению энергоемкости таких технологий [1–4]. Важную роль в совершенствовании современных технологических линий играют гидравлические расчеты их проточных частей. Однако зачастую такие расчеты выполняются без учета характеристик насосных установок. Например, в исследовании G. N. Stoforos и J. Simunovic с помощью методов вычислительной гидродинамики выполнено сравнение двух схем движения картофельного пюре [5]. В первом случае для охлаждения вязкого продукта использовался обычный трубчатый теплообменник, а во втором продукт протекал внутри внутренней трубы и кольцевого пространства теплообменника «труба в трубе». Течение считалось стационарным и ламинарным. Математическая модель представляла собой систему уравнений Навье-Стокса для неизотермического течения, в котором напряжение (Па) определялось формулой: $\sigma = K \cdot \omega^m$, где ω – скорость сдвига, с^{-1} . Эмпирический коэффициент K и показатель степени m были определены экспериментально для температуры от 25 до 95 °С.

G. N. Stoforos и J. Simunovic утверждают, что энергетическая эффективность установки с

теплообменником «труба в трубе» может быть выше на 25 % [5]. Отмечено, что картофельное пюре подается в теплообменник непрерывно, но во внимание не принимается изменение характеристик насоса, обеспечивающего эту подачу, при увеличении гидравлического сопротивления трубопровода.

В работе I. M. Ardana и др. выполнено теоретическое исследование трубчатого теплообменника, широко используемого на малых предприятиях пищевой промышленности Индонезии [6]. Была рассмотрена конструкция трубчатого теплообменника традиционной дровяной печи для варки соевых бобов. Для математического описания стационарного турбулентного течения и теплообмена в трубопроводе была применена система осредненных уравнений Навье-Стокса (уравнения Рейнольдса), дополненная двумя уравнениями переноса: пульсационной энергии и скорости диссипации этой энергии. Трехмерная краевая задача решалась методами вычислительной гидродинамики. С помощью такой сложной математической модели было изучено влияние диаметра трубопровода (0,5, 1 и 1,5 дюйма) и скорости на входе (1,6, 3,6 и 5,6 м/с) на энергетическую эффективность системы. При этом не было учтено, что уменьшение диаметра трубопровода и увеличение скорости приведет к росту гидравлического сопротивления. В результате повысятся требования к напору и мощности насоса.

Оптимизационная задача, связанная с гидравлическим расчетом в пищевой технологии, рассмотрена в [7]. В работе предложены расчетные соотношения для определения оптимального диаметра технологического трубопровода из условия минимизации суммарных годовых затрат на его создание и эксплуатацию с учетом текущих цен и тарифов на материалы и электроэнергию, трассировки трубопровода, условий его работы, а также свойств транспортируемой жидкости. Расход жидкости с большой вязкостью считается заданным. Увеличение диаметра трубопровода d , с одной стороны, приводит к росту затрат на его создание из-за повышения материалоемкости. С другой стороны, чем больше значение d , тем меньше гидравлические потери давления в трубопроводе. Указанные потери рассчитываются в рамках традиционного инженерного подхода с помощью уравнения Бернулли [7]. На примере гидравлической установки для перекачивания патоки в кондитерском производстве проведен расчет по оценке влияния диаметра трубопровода и массового расхода жидкости на технико-экономические показатели транспортной системы и определены ее оптимальные параметры. Однако не учитывается, что изменение гидравлических потерь в трубопроводе приводит к смещению рабочей точки насосной установки. При этом коэффициент полезного действия насоса (КПД) считается постоянным. Это может привести к заметной погрешности определения технико-экономических показателей.

Многие жидкие пищевые продукты имеют большую вязкость. Винтовые насосы являются одним из типов гидравлических машин, применяемых для перекачивания высоковязких жидкостей в современных технологических линиях. Это связано с их конструктивными и эксплуатационными преимуществами, по сравнению с другими типами насосов: равномерная подача жидкости; самовсасывание; способность работать при наличии в перекачиваемой жидкости твердых примесей; низкий уровень шума и минимальная вибрация из-за хорошей балансировки механизма; простота обслуживания и ремонта; минимальный износ оборудования. Развиваемое давление зависит от подачи в меньшей степени, чем у центробежных насосов. Однако рекомендация отдельных производителей считать производительность винтового насоса не зависящей от давления может привести к заметной погрешности. Винтовые насосы для пищевой промышленности конструируют из специальных материалов с деталями, приспособленными для очистки и промывки рабочих поверхностей.

В настоящее время одновинтовые насосы (ОВН) широко применяются не только в пищевой, но и в нефтехимической, нефтеперерабатывающей и других отраслях промышленности. Перекачиваемая

среда может содержать волокнистые, твердые и даже абразивные включения. Опубликованы результаты исследований различных аспектов повышения эффективности винтовых насосов [8–15]. Для обоснованного выбора параметров ОВН в заданных условиях работы необходимы нагрузочные характеристики. Построение и исследование влияния на них различных факторов является актуальной проблемой. Важными факторами, влияющими на нагрузочные характеристики ОВН, являются конструктивные особенности (число заходов ротора, контурный диаметр, длина рабочих органов и натяг, расположение ротора и др.) и свойства перекачиваемой жидкости (плотность, вязкость, газосодержание) [8–13, 15].

Реология многих жидких пищевых продуктов не описывается моделью Ньютона. Опубликованы результаты исследований таких течений, в том числе с помощью решения уравнений Навье-Стокса, в шнековых устройствах. В работе С. Yu и S. Gunasekaran проведено численное моделирование поля течения и теплопередачи внутри одношнекового канала экструдера для сырной массы [16]. Модификации традиционной двумерной модели геометрии одношнекового экструдера были применены для учета эффектов перетекания и кривизны канала. Для получения численных решений уравнений течения и энергии использовались конечно-разностные и конечно-элементные методы. Рассматривались изотермические и неизотермические условия для ньютоновских и неньютоновских (степенных) жидкостей. Были протестированы распределения скоростей и характерные кривые одношнековых устройств. В [16] приведено сравнение результатов расчетов по нескольким моделям с экспериментальными данными. Модель Rowell-Finayson (1928 г.) заметно (до 50 %) завывшала производительность одношнекового устройства, полученную в экспериментах (точки). В модели Nami-Pittman (1980 г.) были учтены эффекты перетекания жидкости. Результаты расчетов по этой модели лучше согласуются с опытными данными. Различия находятся в пределах погрешности экспериментов. Поэтому утверждение авторов, что им удалось с помощью своих усложненных моделей добиться отклонения 0,5 % вместо обычных 50 % не выглядит убедительным [16]. Обратим внимание, что график линейной зависимости $n-Q$ проходит через начало координат. Это означает, что был рассмотрен только частный случай с перепадом давления равным нулю. Можно сравнить с рисунком 1, где представлены графики при $\Delta P \neq 0$.

В исследовании W. Roland и J. Miethlinger также используются численные методы для решения системы уравнений Навье-Стокса [17]. Был выполнен анализ вязкой диссипации зоны транспортировки расплава в одношнековых экструдерах, которая отвечает за

Таблица 1. Технические параметры ОВН серии Atlas W [19]

Table 1. Technical parameters of Atlas W SSP [19]

Индекс ОВН Atlas W	Q_{p1}	Q_{p2}	ΔP_M	n_p	N_E	δ_1	δ_2	D
	м ³ /час	м ³ /час	кПа	об/мин	кВт	мм	мм	мм
W15-1B	1,2	0,65	450	750	1,1	10	3,0	32
W21-1B	2,5	2,33	600	750	1,5	10	3,0	40
W31-1B	6,5	5,2	600	750	3,0	18	4,5	50
W38-1B	12,5	8,0	600	520	5,5	15	3,75	65
W45-1B	20,8	15,6	600	520	7,5	36	9,0	80
W53-1B	25,0	14,8	600	370	7,5	42	10,5	100
W63-1B	41,0	32,6	600	370	11,0	52	13,0	100

осевое повышение температуры расплава. Получены решения как для одномерных, так и для двумерных неизотермических полностью развитых потоков степенной жидкости. Преобразование уравнений течения и теория подобия позволило авторам выявить три независимых параметра, влияющих на параметры течения в одношнековом устройстве: безразмерный градиент давления, реологический показатель степенной жидкости m и относительный шаг винта [17]. Было проведено комплексное численное исследование влияния этих параметров на вязкую диссипацию и расход жидкости. Для одномерных и двумерных течений были разработаны упрощенные модели расчета вязкой диссипации при заданном градиенте давления и при заданной пропускной способности устройства.

Однако в настоящее время метод оценки влияния вязкости жидких пищевых продуктов на нагрузочные характеристики ОВН отсутствует. Целью работы является разработка инженерного метода оценки влияния вязкости неньютоновских жидкостей на нагрузочные характеристики ОВН, применяемые в пищевых технологиях.

Объекты и методы исследования

Производители предлагают современные ОВН для пищевой промышленности с широким спектром параметров. Важнейшими являются производительность (подача) насоса Q (м³/час или дм³/с), дифференциальное давление (разность давлений на выходе и на входе насоса) ΔP (кПа) и затрачиваемая мощность N (кВт). Остановимся на ОВН, снабженных бункером со шнеком и предназначенных для перекачивания высоковязких жидкостей в пищевых технологических процессах.

Многие производители размещают в открытом доступе результаты испытаний ОВН в виде графических зависимостей подачи (производительности) и затраченной мощности от частоты вращения ротора при различных значениях давления [18–20]. Наиболее полные данные представлены на Интернет-ресурсе

компании Alpha Dynamic Pumps [19]. Технические параметры ОВН серии Atlas W (с бункером и шнеком) представлены в таблице 1. Q_{p1} , Q_{p2} – производительность на рабочей частоте вращения ротора n_p при дифференциальном давлении $\Delta P = 200$ кПа и наибольшем ΔP_M соответственно; N_E – номинальная мощность электродвигателя; δ_1 , δ_2 – максимально допустимый размер мягкой и твердой примеси соответственно; D – диаметр выходного патрубка.

В [19] указана наибольшая допустимая температура перекачиваемой среды – 100 °С и коэффициент динамической вязкости – до 1000 Па·с. Следует заметить, что производительность ОВН в таблице 1 относится к перекачиванию воды. В технической и рекламной документации этот факт не отражен, но отмечен в протоколах испытаний. Далее в качестве исходных данных для расчета использованы результаты испытаний ОВН Atlas W63-1B, полученные при

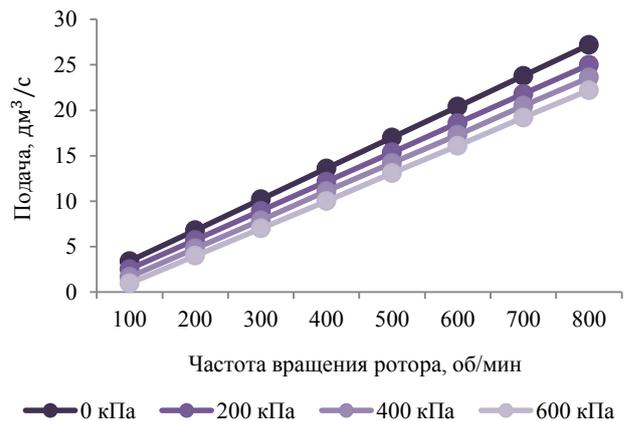


Рисунок 1. Зависимость подачи ОВН Atlas W63-1B от частоты вращения при разных перепадах давления ΔP . Точки – экспериментальные данные [19], линии – результат расчета по формуле (1)

Figure 1. Atlas W63-1B SSP: effect of rotation speed on flow rate at different pressure drops ΔP . Points – experimental data [19], lines – calculations by the formula (1)

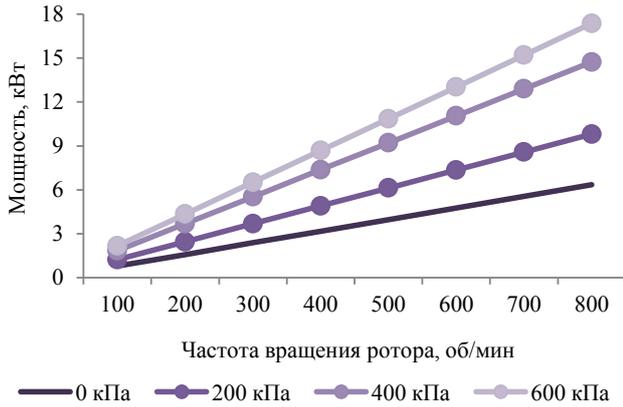


Рисунок 2. Зависимость затраченной мощности ОВН Atlas W63-1B от частоты вращения при разных перепадах давления ΔP . Точки – экспериментальные данные [19], линии – результат расчета по формуле (2)

Figure 2. Atlas W63-1B SSP: effect of rotation speed on consumed power at different pressure drops ΔP . Points – experimental data [19], lines – calculations by the formula (2)

перекачивании воды с температурой 30 °С. По рисункам 1 и 2 видно, что на испытаниях частота вращения ротора достигала 800 об/мин (13,33 с⁻¹). Для этого использовался электродвигатель повышенной мощности (более 20 кВт) вместо того, который поставляется с данным насосом в обычной комплектации (11 кВт, табл. 1).

Для первичной обработки экспериментальных данных был использован метод, предложенный в работе автора и использованный для получения нагрузочных характеристик ОВН Varisco серии SP, которые не имеют загрузочного бункера со шнеком [14].

На рисунках 1 и 2 видно, что линейные зависимости Q и N от n могут быть представлены в виде [14]:

$$Q(n, \Delta p) = V_1(\Delta p) \cdot [n - n_0(\Delta p)], \quad (1)$$

$$N(n, \Delta p) = A_1(\Delta p) \cdot n \quad (2)$$

где V_1 – объем жидкости, перекачиваемой за один оборот (при $\Delta p = 0$), дм³; A_1 – работа, затрачиваемая ОВН за один оборот, кДж; n_0 – минимальная частота вращения, с которой начинается перекачивание жидкости, с⁻¹; $\Delta p = \Delta P/P_A$ – безразмерный перепад давления, P_A – атмосферное давление.

Имеются отличия уравнений (1)-(2) от подобных формул, полученных в [14]. В работе [14] объем жидкости, перекачиваемой за один оборот, не менялся при увеличении давления ($V_1 = \text{const}$). Зависимость частоты вращения n_0 от Δp была нелинейной. Здесь все зависимости получились линейными (рис. 3):

$$n_0 = a_0 \cdot \Delta p; V_1 = a_{11} - a_{12} \cdot \Delta p; A_1 = a_{21} + a_{22} \cdot \Delta p \quad (3)$$

Эмпирические константы в формулах (3) для ОВН Atlas W63-1B равны: $a_0 = 0,188$ с⁻¹; $a_{11} = 2,022$ дм³; $a_{12} = 0,0350$ дм³; $a_{21} = 0,4755$ кДж; $a_{22} = 0,1493$ кДж.

Для определения параметров в рабочей точке насосной установки требуется зависимость подачи и мощности ОВН не от частоты вращения ротора, как на сайтах фирм производителей, а от дифференциального давления. Такие графики называют нагрузочными характеристиками насоса. Нагрузочные характеристики были построены (рис. 4 и 5) по формулам (1)-(3) для ОВН из таблицы 1 с разными значениями D (50, 65, 80 и 100 мм). Увеличение D приводит к значительному росту как производительности, так и затраченной мощности.

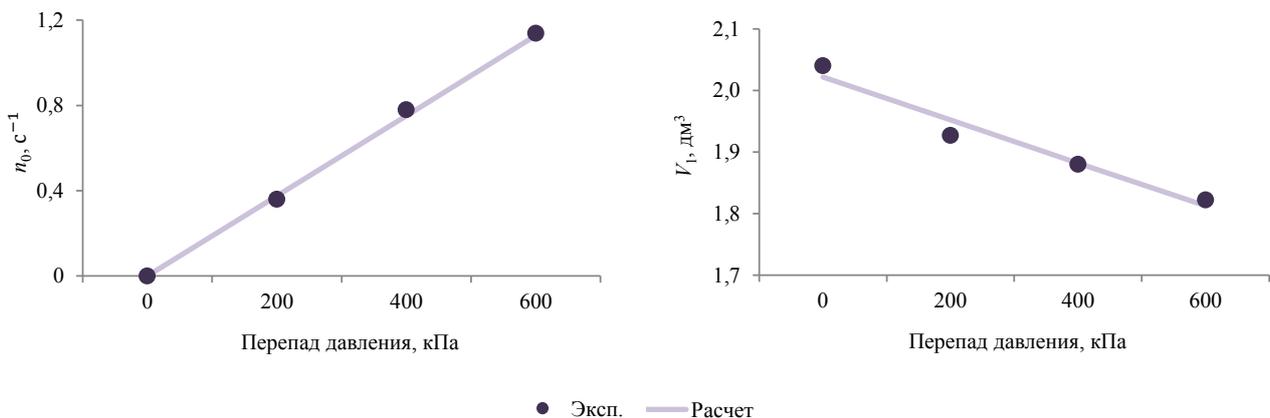


Рисунок 3. Зависимость эмпирических коэффициентов в формуле (1) от безразмерного перепада давления для ОВН Atlas W63-1B. Точки получены по экспериментальным данным [19], линии – результат расчета по формуле (3)

Figure 3. Atlas W63-1B: effect of dimensionless pressure drop on empirical coefficients in the formula (1). Points – experimental data [19], lines – calculations by the formulas (3)

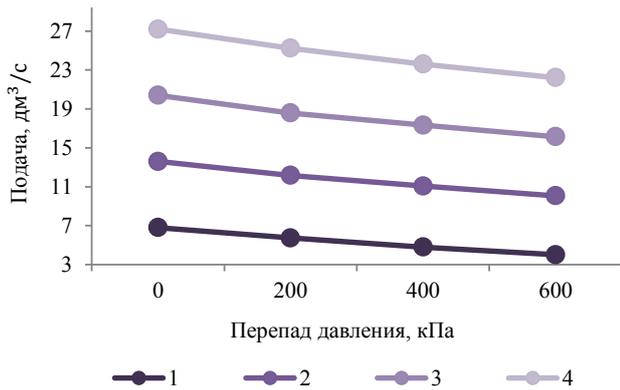


Рисунок 4. Зависимость подачи насосов Atlas W от перепада давления при частоте вращения $n = 10 \text{ с}^{-1}$: 1 – W31-1B; 2 – W38-1B; 3 – W45-1B; 4 – W53-1B. Точки – экспериментальные данные [19], линии – результат расчета по формуле (1)

Figure 4. Effect of pressure drop on flow rate at rotation speed $n = 10 \text{ s}^{-1}$: 1 – W31-1B; 2 – W38-1B; 3 – W45-1B; 4 – W53-1B. Points – experimental data [19], lines – calculations by the formula (1)

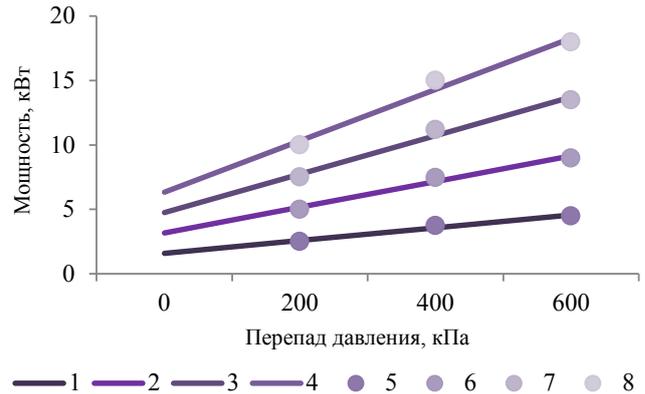


Рисунок 5. Зависимость затраченной мощности насосов Atlas W от перепада давления при частоте вращения $n = 10 \text{ с}^{-1}$: 1 и 5 – W31-1B; 2 и 6 – W38-1B; 3 и 7 – W45-1B; 4 и 8 – W53-1B. Точки – экспериментальные данные [19], линии – результат расчета по формуле (2)

Figure 5. Effect of pressure drop at rotation rate $n = 10 \text{ s}^{-1}$: 1 and 5 – W31-1B; 2 and 6 – W38-1B; 3 and 7 – W45-1B; 4 and 8 – W53-1B. Points – experimental data [19], lines – calculations by the formula (2)

В монографии Д. Ф. Балденко и др. для аппроксимации зависимостей подачи и мощности от давления используются формулы [8]:

$$Q = Q_x - b \cdot \Delta p^a, \quad (4)$$

$$N = N_x + k \cdot \Delta p^b \quad (5)$$

где Q_x , N_x – подача и затраченная мощность при $\Delta p = 0$ соответственно.

Подставляя последнюю из формул (3) в (2), получим выражение, аналогичное (5), в котором $N_x = a_{21} \cdot n$; $k = a_{22} \cdot n$; $\beta = 1$.

Как и в [14], показатель степени в формуле (5) равен единице. Нижняя линия на рисунке 2 это есть N_x .

Подстановка (3) в (1) дает зависимость, отличную от линейной функции:

$$Q = Q_x - (a_0 + a_{12} - a_0 \cdot a_{12} \cdot \Delta p) \cdot \Delta p, \quad Q_x = a_{11} \cdot n \quad (6)$$

Вклад последнего слагаемого в скобках формулы (6) не превышает 10 % при $\Delta p < 5$. Поэтому графики на рисунке 4 имеют вид линейных зависимостей до указанного давления. При больших перепадах давления становится заметным отклонение от линейной зависимости.

Во всех испытаниях, результаты которых используются в данной статье, были применены измерительные устройства высокого класса точности [19]. Поэтому погрешность прямых измерений невелика и не превышает 1,0 %. В масштабе рисунков 1–5 такие величины будут меньше размера экспериментальных точек. Адекватность

регрессионных зависимостей можно оценить с помощью коэффициента детерминации R^2 . На рисунках 1–4 он составляет 0,98–0,99. Несколько меньше на рисунке 5 ($R^2 = 0,95$). Что подтверждает хорошее согласие (1)-(2) с экспериментальными данными.

Все предыдущие зависимости были получены для воды. В пищевой промышленности ОВН применяют для перекачивания субстанций с вязкостью в десятки или в сотни раз большей, чем у воды. Для учета влияния вязкости перекачиваемой жидкости на нагрузочные характеристики ОВН воспользуемся результатами, полученными в статье [15]. Анализ экспериментальных данных позволил получить оценочные зависимости безразмерных величин подачи и затраченной мощности от коэффициента кинематической вязкости жидкости ν :

$$\bar{Q} \equiv Q / Q_0 = \varphi_1(\bar{\nu}) = 1 - 0,000789 \cdot (\bar{\nu} - 1), \quad \bar{\nu} = \nu / \nu_0 \quad (7)$$

$$\bar{N} \equiv N / N_0 = \varphi_2(\bar{\nu}) = 1 + 0,001765 \cdot (\bar{\nu} - 1) \quad (8)$$

где $\nu_0 = 1,004 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коэффициент кинематической вязкости воды при 20 °С; Q_0, N_0 – подача и затраченная мощность ОВН на воде при указанной температуре соответственно.

Формулы (7)-(8) были получены в широком диапазоне изменения безразмерной вязкости: $1 \leq \bar{\nu} \leq 534$ с $R^2 = 0,97$.

Испытания были проведены при 30 °С, что соответствует безразмерной вязкости воды 0,8 [19]. По формулам (7)-(8) изменения подачи и мощности незначительные (менее 0,1 %) по сравнению с

Таблица 2. Значения эмпирических коэффициентов в формуле (10)

Table 2. Values of empirical coefficients in the formula (10)

t	C	A	B
°C	%	–	c ⁻¹
100	1,0	172,6	118,3
100	1,5	222,5	159,7
100	2,0	311,1	163,9
90	1,5	282,6	161,2
85	1,5	385,0	308,1

водой при 20 °С. Поэтому величины Q_0 и N_0 можно рассчитывать по формулам (1)-(2).

В качестве примера воспользуемся результатами исследования реологии кондитерских желейных масс [21]. Их эффективная динамическая вязкость μ при температуре 80–100 °С описывается формулой Бингама с $R^2 = 0,99$:

$$\mu = \mu_p + \tau_0 / \omega \quad (9)$$

где τ_0 – предельное напряжение сдвига среды, Па; μ_p – коэффициент пластической (бингамовской) вязкости среды, Па·с; $\omega = 2\pi \cdot n$ – скорость деформации, с⁻¹.

В [21] величины τ_0 и μ_p экспериментально определены при различных температурах t, марке и содержании пектина C. Поделив (9) на плотность желейной массы ρ и v_0 , получим зависимость безразмерной кинематической вязкости от частоты вращения ротора, а также значений t и C:

$$\bar{v} = A(t, C) + B(t, C) / n \quad (10)$$

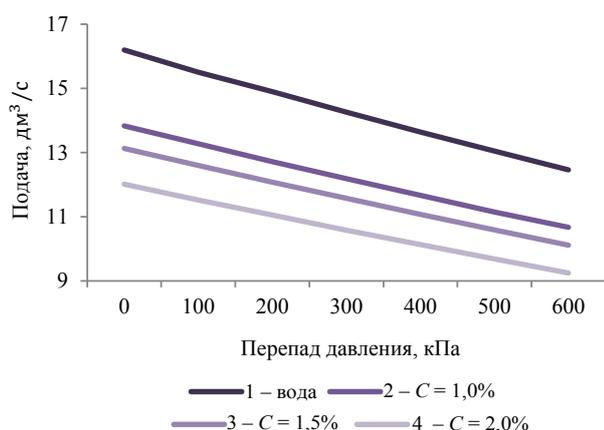


Рисунок 6. Результаты расчета подачи ОВН Atlas W63-1В при частоте вращения $n = 8 \text{ c}^{-1}$: 1 – вода при 20 °С; 2, 3, 4 – желейная масса при 100 °С

Figure 6. Calculation results of the Atlas W63-1B flow rate at a speed of $n = 8 \text{ s}^{-1}$: 1 – water at 20°C; 2, 3, 4 – jelly mass at 100°C

Согласно [21] величины A и B будут зависеть и от марки пектина. Для определенности будем считать, что используется Unipectin PG DS. Для указанной марки пектина рассчитанные значения эмпирических коэффициентов приведены в таблице 2.

Подставляя выражение (10) в формулы (7) и (8), получим оценку влияния частоты на подачу и затраченную мощность ОВН при перекачивании желейной массы с заданной температурой и содержанием пектина.

На последнем этапе предполагается, что изменение безразмерных нагрузочных характеристик разных ОВН с увеличением вязкости перекачиваемой жидкости происходит одинаковым образом. В пользу такого предположения говорят результаты опубликованных работ. Например, экспериментальное и теоретическое изучение характеристик (подача – давление) одновинтового устройства показало, что для ньютоновских и неньютоновских жидкостей (при одинаковой эффективной вязкости) они различаются незначительно и лишь при высоких давлениях [22].

Результаты и их обсуждение

Результаты расчета подачи и затраченной мощности ОВН Atlas W63-1В при перекачивании желейной массы с температурой 100 °С и разным содержанием пектина Unipectin PG DS представлены на рисунках 6–8. Для сравнения линией 1 на всех последующих рисунках показаны нагрузочные характеристики, полученные на испытаниях [19] при перекачивании воды. Построенные нагрузочные характеристики ОВН (рис. 6 и 7) необходимы при определении параметров насосной установки в рабочей точке для

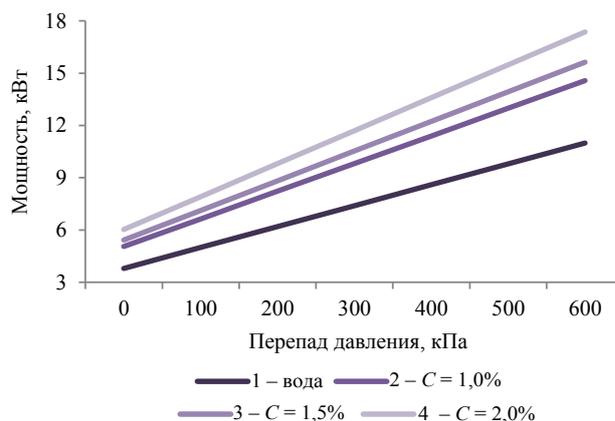


Рисунок 7. Результаты расчета затраченной мощности ОВН Atlas W63-1В при частоте вращения $n = 8 \text{ c}^{-1}$: 1 – вода при 20 °С; 2, 3, 4 – желейная масса при 100 °С

Figure 7. Consumed power for Atlas W63-1B at rotation speed of $n = 8 \text{ s}^{-1}$: 1 – water at 20°C; 2, 3, 4 – jelly mass at 100°C

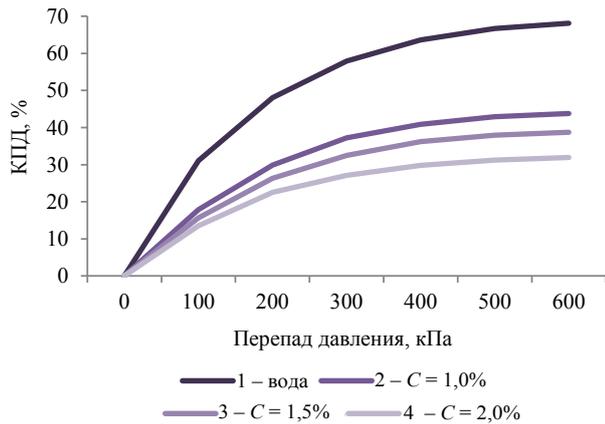


Рисунок 8. Результаты расчета КПД ОВН Atlas W63-1В при частоте вращения $n = 8 \text{ с}^{-1}$: 1 – вода при 20 °C ; 2, 3, 4 – желейная масса при 100 °C

Figure 8. Performance for Atlas W63-1B at rotation speed of $n = 8 \text{ s}^{-1}$: 1 – water at 20 °C ; 2, 3, 4 – jelly mass at 100 °C

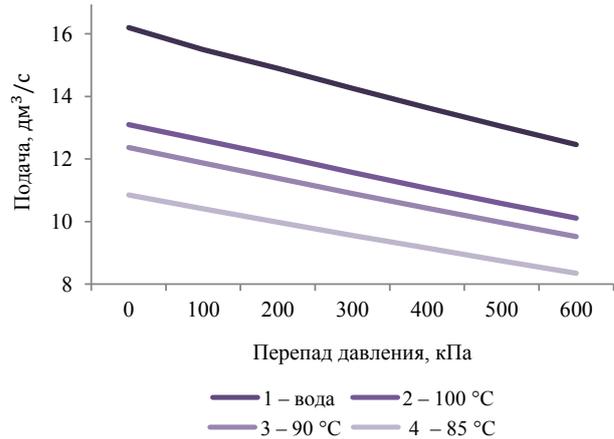


Рисунок 9. Результаты расчета подачи ОВН Atlas W63-1В при частоте вращения $n = 8 \text{ с}^{-1}$: 1 – вода при 20 °C ; 2, 3, 4 – желейная масса при $C = 1,5 \%$

Figure 9. Floe rate for Atlas W63-1B at rotation speed of $n = 8 \text{ s}^{-1}$: 1 – water at 20 °C ; 2, 3, 4 – jelly mass at $C = 1.5 \%$

перекачивания желейных масс с разным содержанием пектина. По ним видно, что производительность ОВН при перекачивании желейной массы меньше, а затраченная мощность больше, чем при перекачивании воды. Последнее изменение заметнее, чем первое. При дифференциальном давлении $\Delta P = 600 \text{ кПа}$ и частоте $n = 10 \text{ с}^{-1}$ (или 600 об/мин) подача ОВН желейной массы ($C = 2 \%$) на 25,5 % меньше подачи воды, а затраченная мощность на 57,6 % больше.

Коэффициент полезного действия производителями ОВН в открытом доступе не всегда приводится даже

для перекачивания воды. Он может быть рассчитан по подаче и затраченной мощности:

$$\eta = 100 \cdot \Delta p \cdot Q / N \quad (11)$$

Так как зависимости подачи и затраченной мощности от перепада давления уже получены, то можно построить КПД как функцию ΔP . На рисунке 8 видно, что КПД ОВН при перекачивании желейных масс в 2 раза ниже, чем при перекачивании воды.

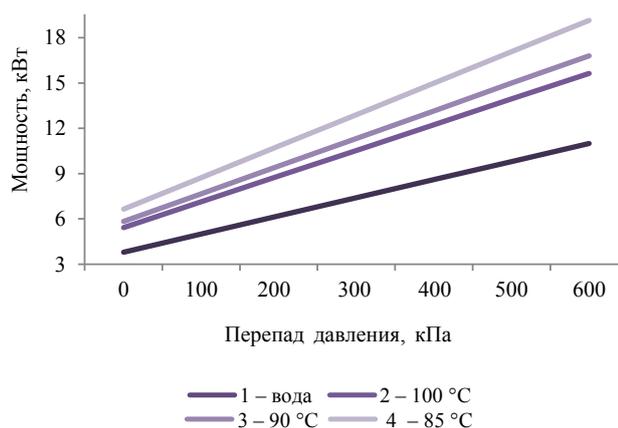


Рисунок 10. Результаты расчета затраченной мощности ОВН Atlas W63-1В при частоте вращения $n = 8 \text{ с}^{-1}$: 1 – вода при 20 °C ; 2, 3, 4 – желейная масса при $C = 1,5 \%$

Figure 10. Consumed power for Atlas W63-1B at rotation speed of $n = 8 \text{ s}^{-1}$: 1 – water at 20 °C ; 2, 3, 4 – jelly mass at $C = 1.5 \%$

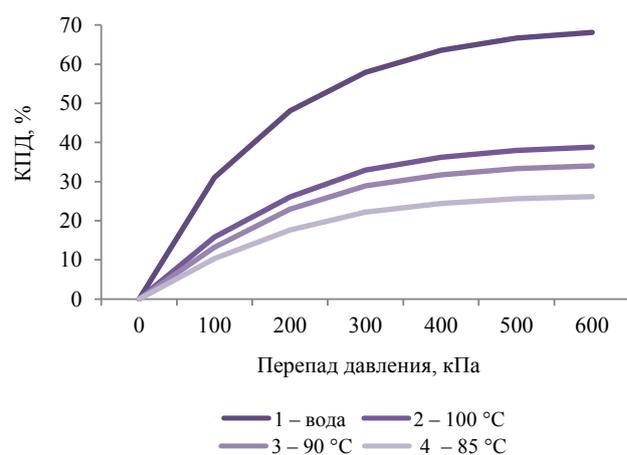


Рисунок 11. Результаты расчета КПД ОВН Atlas W63-1В при частоте вращения $n = 8 \text{ с}^{-1}$: 1 – вода при 20 °C ; 2, 3, 4 – желейная масса при $C = 1,5 \%$

Figure 11. Performance for Atlas W63-1B at rotation speed of $n = 8 \text{ s}^{-1}$: 1 – water at 20 °C ; 2, 3, 4 – jelly mass at $C = 1.5 \%$

С ростом содержания пектина возрастает вязкость. Это приводит к снижению производительности, увеличению затраченной мощности и падению КПД.

На рисунках 9 и 10 представлены нагрузочные характеристики ОВН Atlas W63-1В при перекачивании желейной массы с содержанием пектина Unipectin PG DS 1,5 % и разной температуре. Снижение температуры приводит к увеличению вязкости перекачиваемой жидкости. В результате производительность ОВН падает, а затраченная мощность возрастает. Поэтому КПД, рассчитанный по формуле (11), уменьшается (рис. 11).

На рисунках 8 и 11 видно, что при уменьшении дифференциального давления (это происходит при снижении гидравлических потерь в трубопроводе) КПД заметно падает. В гидравлических расчетах установок для перекачивания высоковязких пищевых жидкостей нельзя принимать КПД таким высоким, как дается в технической документации для воды. Например, в работе А. А. Хвостова и др. при расчете технологического трубопровода транспортировки патоки принято для значения КПД насоса $\eta = 80 \% = \text{const}$ [7]. Это может привести к неоправданному занижению расчетного энергопотребления по сравнению с реальным значением. Нельзя полагать КПД насоса не зависящим от изменения параметров трубопровода, например, диаметра [7].

Важным критерием применимости инженерного метода является сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными. Наиболее полный набор параметров при перекачивании неньютоновской жидкости (расплавленный полиэтилен высокого давления, $\rho = 700 \text{ кг/м}^3$) одновинтовым устройством приведен в [23]: $D = 80 \text{ мм}$, $t = 235 \text{ }^\circ\text{C}$. Перепад давления в опытах менялся в диапазоне 0,5–60 МПа, подача – 1–5 кг/мин. Приведены нагрузочные характеристики ($\Delta P-Q$) при трех значениях частоты вращения ротора: $n = 0,86, 1,40$ и $1,78 \text{ с}^{-1}$. Результаты расчета по предложенному методу отличаются от экспериментальных точек [23] на 15 %. Причем ОВН серии Atlas W не предназначены для таких больших температур и перепадов давления.

Выводы

Публикуемые производителями ОВН зависимости подачи и затраченной мощности от частоты вращения ротора получены при испытаниях на воде. Разработан метод, позволяющий оценить нагрузочные характеристики ОВН (зависимости подачи, мощности и КПД от перепада давления) при перекачивании в пищевой технологии высоковязких жидкостей. Основными этапами метода расчета являются:

1. Получение аналитических зависимостей (1) и (2) производительности и мощности заданного ОВН (на воде) от частоты вращения ротора, включая расчет

методом наименьших квадратов величин V_1, A_1, n_0 для каждого значения ΔP .

2. Нахождение зависимости подачи, затраченной мощности КПД ОВН (на воде) от ΔP , для характерных значений частоты. Расчет методом наименьших квадратов эмпирических параметров в формулах (4) и (5).

3. Определение по результатам экспериментальных исследований зависимости безразмерной кинематической вязкости перекачиваемой жидкости от частоты вращения ротора в заданных условиях. Для модели Бингама это будут коэффициенты A и B в формуле (10). Возможно использование и других реологических моделей.

4. Оценка по формулам (7) и (8) снижения производительности и повышения затраченной мощности при перекачивании высоковязких пищевых продуктов по сравнению с водой. Расчет КПД по формуле (11).

Результаты расчетов по предложенному методу нагрузочных характеристик ОВН при перекачивании неньютоновских жидкостей большой вязкости (не связанных с пищевой технологией) показали удовлетворительное согласие с опубликованными экспериментальными данными. Тем не менее формулы (7) и (8) нуждаются в дальнейшем уточнении и экспериментальной проверке: влияет ли реологический тип пищевой жидкости на исследуемые характеристики ОВН. Поэтому полученные оценки следует считать первым приближением и по ним можно сделать ряд выводов.

Анализ результатов испытаний ОВН серии Atlas W подтвердил необходимость учитывать в расчетах минимальную частоту вращения ротора, при которой начинается перекачивание жидкости. Для данной серии насосов указанная частота прямо пропорциональна перепаду давления.

Производительность ОВН при перекачивании особо вязких пищевых продуктов заметно меньше, а затраченная мощность существенно больше, чем при перекачивании воды. Снижение температуры и возрастание содержания пектина в кондитерских желейных массах приводит к снижению подачи и росту затраченной мощности. Как следствие, КПД заметно уменьшается. Нельзя принимать КПД ОВН таким высоким, как дается в технической документации для воды. Необходимо учитывать, что КПД будет падать при снижении гидравлического сопротивления трубопровода.

Проверка показала, что предложенный инженерный метод расчета пригоден и для ОВН других производителей. Однако необходимо учитывать особенности конструкции. Например, у ОВН Varisco серии SP влияние ΔP на величины n_0, V_1, A_1 несколько иное, чем у ОВН серии Atlas W.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interest

The authors declare that there is no conflict of interest regarding the publication of this article.

Список литературы

1. Study of the process of concentration as a factor of product quality formation / A. L. Maytakov [et al.] // *Foods and Raw Materials*. 2018. Vol. 6. № 1. P. 172–181. <https://doi.org/10.21603/2308-4057-2018-1-172-181>.
2. Modelling of a milk powder falling film evaporator for predicting process trends and comparison of energy consumption / Y. Zhang [et al.] // *Journal of Food Engineering*. 2018. Vol. 225. P. 26–33. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2018.01.016>.
3. Hettiarachchi C. A., Voronin G. L., Harte F. M. Spray drying of high pressure jet-processed condensed skim milk // *Journal of Food Engineering*. 2019. Vol. 261. P. 1–8. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2019.04.007>.
4. Совершенствование технологического потока линии производства инстантированного киселя / К. Б. Плотников [и др.] // *Техника и технология пищевых производств*. 2020. Т. 50. № 1. С. 96–105. <https://doi.org/10.21603/2074-9414-2020-1-96-105>.
5. Stoforos G. N., Simunovic J. Computer-aided design and experimental testing of continuous flow cooling of viscous foods // *Journal of Food Process Engineering*. 2018. Vol. 41. № 8. <https://doi.org/10.1111/jfpe.12913>.
6. Optimized hydraulic diameter and operating condition of tube heat exchanger for food industry – A numerical study / I. M. Arsana [et al.] // *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*. 2020. Vol. 43. № 6. P. 329–338.
7. Оптимизация параметров технологического трубопровода по технико-экономическим показателям / А. А. Хвостов [и др.] // *Вестник Воронежского государственного университета инженерных технологий*. 2020. Т. 82. № 1 (83). С. 34–46.
8. Балденко Д. Ф., Балденко Ф. Д., Гноевых А. Н. Одновинтовые гидравлические машины. Т. 1. Одновинтовые насосы. М.: ИРЦ Газпром, 2005. 488 с.
9. Bi H., Wu M., Zhang X. Design of parameters optimization system for crew pump well // *International Journal of Simulation: Systems, Science and Technology*. 2016. Vol. 17. № 25. P. 11–16. <https://edas.info/doi/10.5013/IJSSST.a.17.25.01>.
10. Numerical modelling of twin-screw pumps based on computational fluid dynamics / D. Yan [et al.] // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2017. Vol. 231. № 24. P. 4617–4634. <https://doi.org/10.1177/0954406216670684>.
11. Балденко Д. Ф., Балденко Ф. Д. Пути совершенствования одновинтовых насосов для реализации современных технологий нефтегазовой промышленности // *Бурение и нефть*. 2018. № 4. С. 4–11.
12. The hydraulic performance of twin-screw pump / D. Zhang [et al.] // *Journal of Hydrodynamics*. 2020. Vol. 32. № 3. P. 605–615. <https://doi.org/10.1007/s42241-020-0938-9>.
13. Design and investigation on a novel piezoelectric screw pump / Y. Yin [et al.] // *Smart Materials and Structures*. 2020. Vol. 29. № 8. <https://doi.org/10.1088/1361-665X/ab98ec>.
14. Наумов В. А. Расчет нагрузочных характеристик типоразмерного ряда одновинтовых насосов по результатам испытаний // *Материаловедение. Энергетика*. 2020. Т. 26. № 3. С. 80–89. <https://doi.org/10.18721/JEST.26306>.
15. Великанов Н. Л., Наумов В. А., Корягин С. И. Работа одновинтовых насосов с жидкостями различной вязкости // *Технико-технологические проблемы сервиса*. 2020. Т. 54. № 4. С. 40–44.
16. Yu C., Gunasekaran S. Modeling of melt conveying in a deep-channel single-screw cheese stretcher // *Journal of Food Engineering*. 2004. Vol. 61. № 2. P. 241–251. [https://doi.org/10.1016/S0260-8774\(03\)00096-7](https://doi.org/10.1016/S0260-8774(03)00096-7).
17. Roland W., Miethlinger J. Heuristic analysis of viscous dissipation in single-screw extrusion // *Polymer Engineering and Science*. 2018. Vol. 58. № 11. P. 2055–2070. <https://doi.org/10.1002/pen.24817>.
18. CSF Inox S.p.A. Eccentric screw. URL: <https://www.csf.it/en/products/eccentric-screw/> (date of application: 08.12.2020).
19. Atlas – Progressive cavity pump. URL: <https://www.alphadynamic.eu/products/atlas-progressive-cavity-pump/atlas-wsm/> (date of application: 20.12.2020).
20. Одновинтовые насосы Varisco. URL: https://promnasos.com/catalog/screw_pumps/varisco_vulcan/ (дата обращения: 07.07.2020).
21. Муратова Е. И., Смолихина П. М. Реология кондитерских масс. Тамбов: Тамбовский государственный технический университет, 2013. 188 с.
22. Fu T., Haworth B., Mascia L. Analysis of process parameters related to the single-screw extrusion of recycled polypropylene blends by using design of experiments // *Journal of Plastic Film and Sheeting*. 2017. Vol. 33. № 2. P. 168–190. <https://doi.org/10.1177/8756087916649006>.
23. Flow/pressure characteristics and modeling of deformation processes of single-screw extruders / A. A. Borisov [et al.] // *Polymer Engineering and Science*. 2010. Vol. 50. № 10. P. 2069–2073. <https://doi.org/10.1002/pen.21722>.

References

1. Maytakov AL, Yusupov ST, Popova AM, Kravchenko SN, Bakin IA. Study of the process of concentration as a factor of product quality formation. *Foods and Raw Materials*. 2018;6(1):172–181. <https://doi.org/10.21603/2308-4057-2018-1-172-181>.
2. Zhang Y, Munir MT, Udugama I, Yu W, Young BR. Modelling of a milk powder falling film evaporator for predicting process trends and comparison of energy consumption. *Journal of Food Engineering*. 2018;225:26–33. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2018.01.016>.
3. Hettiarachchi CA, Voronin GL, Harte FM. Spray drying of high pressure jet-processed condensed skim milk. *Journal of Food Engineering*. 2019;261:1–8. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2019.04.007>.
4. Plotnikov KB, Popov AM, Plotnikov IB, Kryuk RV, Rudnev SD. Improving the line of instant starch soft drinks. *Food Processing: Techniques and Technology*. 2020;50(1):96–105. (In Russ.). <https://doi.org/10.21603/2074-9414-2020-1-96-105>.
5. Stoforos GN, Simunovic J. Computer-aided design and experimental testing of continuous flow cooling of viscous foods. *Journal of Food Process Engineering*. 2018;41(8). <https://doi.org/10.1111/jfpe.12913>.
6. Arsana IM, Putra YRR, Sari HN, Nurjannah I, Wahyuono RA. Optimized hydraulic diameter and operating condition of tube heat exchanger for food industry – A numerical study. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*. 2020;43(6):329–338.
7. Khvostov AA, Magomedov MG, Zhuravlev AA, Shipilova EA, Semenikhin OA, Nikitchenko AA. Optimization of process pipeline parameters by techno-economic parameters. *Proceedings of the Voronezh State University of Engineering Technologies*. 2020;82(1)(83):34–46. (In Russ.).
8. Baldenko DF, Baldenko FD, Gnoevykh AN. *Odnovintovye gidravlicheskie mashiny. T. 1. Odnovintovye nasosy [Single-screw hydraulic machines. Vol. 1. Single-screw pumps]*. Moscow: IRTS Gazprom; 2005. 488 p. (In Russ.).
9. Bi H, Wu M, Zhang X. Design of parameters optimization system for crew pump well. *International Journal of Simulation: Systems, Science and Technology*. 2016;17(25):11–16. <https://edas.info/doi/10.5013/IJSSST.a.17.25.01>.
10. Yan D, Kovacevic A, Tang Q, Rane S, Zhang W. Numerical modelling of twin-screw pumps based on computational fluid dynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2017;231(24):4617–4634. <https://doi.org/10.1177/0954406216670684>.
11. Baldenko DF, Baldenko FD. Ways to improve single-screw pumps for the implementation of modern technologies in the oil and gas industry. *Burenie i neft' [Drilling and Oil]*. 2018;(4):4–11. (In Russ.).
12. Zhang D, Cheng L, Li Y-Y, Jiao W-X. The hydraulic performance of twin-screw pump. *Journal of Hydrodynamics*. 2020;32(3):605–615. <https://doi.org/10.1007/s42241-020-0938-9>.
13. Yin Y, Zhou C, Zhao F, Wang L, Ye Z, Jin J. Design and investigation on a novel piezoelectric screw pump. *Smart Materials and Structures*. 2020;29(8). <https://doi.org/10.1088/1361-665X/ab98ec>.
14. Naumov VA. Calculation of load characteristics of the single-screw standard-size series pumps based on test results. *Materials Science. Power Engineering*. 2020;26(3):80–89. (In Russ.). <https://doi.org/10.18721/JEST.26306>.
15. Velikanov NL, Naumov VA, Koryagin SI. Operation of single-screw pumps with liquids of various viscosities. *Technico-tehnologicheskie problemy servisa*. 2020;54(4):40–44. (In Russ.).
16. Yu C, Gunasekaran S. Modeling of melt conveying in a deep-channel single-screw cheese stretcher. *Journal of Food Engineering*. 2004;61(2):241–251. [https://doi.org/10.1016/S0260-8774\(03\)00096-7](https://doi.org/10.1016/S0260-8774(03)00096-7).
17. Roland W, Miethlinger J. Heuristic analysis of viscous dissipation in single-screw extrusion. *Polymer Engineering and Science*. 2018;58(11):2055–2070. <https://doi.org/10.1002/pen.24817>.
18. CSF Inox S.p.A. Eccentric screw [Internet]. [cited 2020 Dec 08]. Available from: <https://www.csf.it/en/products/eccentric-screw/>.
19. Atlas – Progressive cavity pump [Internet]. [cited 2020 Dec 20]. Available from: <https://www.alphadynamic.eu/products/atlas-progressive-cavity-pump/atlas-wsm/>.
20. Odnovintovye nasosy Varisco [Varisco single-screw pumps] [Internet]. [cited 2020 Jul 07]. Available from: https://promnasos.com/catalog/screw_pumps/varisco_vulcan/.
21. Muratova EI, Smolikhina PM. *Reologiya konditerskikh mass [Rheology of confectionery masses]*. Tambov: Tambov State Technical University; 2013. 188 p. (In Russ.).
22. Fu T, Haworth B, Mascia L. Analysis of process parameters related to the single-screw extrusion of recycled polypropylene blends by using design of experiments. *Journal of Plastic Film and Sheeting*. 2017;33(2):168–190. <https://doi.org/10.1177/8756087916649006>.
23. Borisov AA, Berdyshev BV, Hosseini H, Shirkavand-Hadavand B. Flow/pressure characteristics and modeling of deformation processes of single-screw extruders. *Polymer Engineering and Science*. 2010;50(10):2069–2073. <https://doi.org/10.1002/pen.21722>.