

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«КАЛИНИНГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»**

На правах рукописи



ЛЕВИЧЕВА ОКСАНА ИГОРЕВНА

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТРУБОПРОВОДНОГО
ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ПЛАВЛЕННЫХ СЫРОВ**

Специальность: 4.3.3. Пищевые системы

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор В.А. Наумов

Калининград – 2026

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
Глава 1 АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ТРУБОПРОВОДНОГО ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ЖИДКИХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ И СИСТЕМ ДЛЯ ЕГО ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ	14
1.1 Анализ пищевых систем по производству плавленых сыров	14
1.2 Состояние исследований коловратных насосов, применяемых для транспортирования сильновязких пищевых сред.....	21
1.3 Вязкость плавленых сыров. Анализ и аппроксимация экспериментальных результатов.....	29
1.4 Выводы по главе.....	47
Глава 2 АНАЛИЗ И АППРОКСИМАЦИЯ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛОВРАТНЫХ НАСОСОВ.....	50
2.1 Нагрузочные характеристики коловратных насосов.....	50
2.2 Энергетические характеристики коловратных насосов.....	67
2.3 Показатели энергетической эффективности коловратных насос.....	79
2.4 Выводы по главе	84
Глава 3 СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛОВРАТНЫХ НАСОСОВ РАЗНЫХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ.....	86
3.1 Сравнение коловратных насосов по производительности.....	86
3.2 Сравнение коловратных насосов по энергетической эффективности.....	91
3.3 Выводы по главе.....	96
Глава 4 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ МЕЖОПЕРАЦИОННОГО ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ПЛАВЛЕННЫХ СЫРОВ.....	98
4.1 Рабочая характеристика трубопровода при транспортировании плавленых сыров.....	98
4.2 Алгоритм расчета параметров системы транспортирования плавленых сыров в рабочей точке насосной установки.....	102
4.3 Результаты гидравлического расчета для плавленого сыра.....	105

4.3.1 Исследование влияния диаметра трубопровода.....	105
4.3.2 Исследование влияния длины трубопровода.....	107
4.3.3 Исследование влияния частоты вращения ротора.....	108
4.3.4 Исследование влияния температуры плавленого сыра.....	109
4.3.5 Исследование влияния замены насоса.....	110
4.3.6 Исследование влияния изменения статического перепада давления.....	112
4.4 Результаты гидравлического расчета для плавленных сыров с большой вязкостью.....	113
4.4.1 Исследование влияния на параметры системы различных образцов плавленого сыра.....	113
4.4.2 Исследование влияния диаметра трубопровода на параметры системы в рабочей точке насосной установки.....	115
4.4.3 Исследование влияния частоты вращения ротора.....	116
4.4.4 Исследование влияния температуры плавленого сыра «Советский».....	118
4.5 Выводы по главе.....	119
Глава 5 ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РАЗРАБОТАННЫХ МОДЕЛЕЙ И АЛГОРИТМОВ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОТЫ КОЛОВРАТНЫХ НАСОСОВ.....	120
5.1 Допустимая частота вращения ротора коловратного насоса при транспортировании плавленных сыров различной вязкости.....	120
5.2 Оценка рабочих характеристик коловратных насосов российского производства.....	124
5.3 Оптимизация параметров системы транспортирования плавленных сыров...	131
5.4 Рекомендации по выбору коловратных насосов и повышению эффективности их использования для транспортирования плавленных сыров.....	143
5.5 Выводы по главе.....	145
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	147
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	151
БИБЛИОГРАФИЯ.....	154

Приложение А. Патент на полезную модель.....	169
Приложение Б. Справка о внедрении результатов диссертационной работы в производство.....	170
Приложение В. Акт о внедрении результатов диссертационного исследования в учебный процесс.....	171
Приложение Г. Результаты исследования реологических параметров ПС.....	173
Приложение Д. Результаты заводских испытаний LP WCB RF-02.....	175
Приложение Е. Результаты заводских испытаний PLP 1-1,5.....	176
Приложение Ж. Результаты заводских испытаний КН Vitalobe 215 с двухкулачковым ротором и стандартными зазорами.....	177
Приложение И. Результаты заводских испытаний КН JRZL-120 с двухкулачковым ротором и стандартными зазорами.....	178
Приложение К. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.....	180

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Развитие молочной промышленности Российской Федерации является одним из приоритетных направлений обеспечения продовольственной безопасности страны. В структуре молочной отрасли значительную долю занимает производство плавленых сыров, демонстрирующее устойчивую положительную динамику — выпуск данной продукции за период 2019–2023 годов увеличился на 19%, достигнув 158 тысяч тонн [2]. Плавленые сыры пользуются стабильно высоким потребительским спросом благодаря своим вкусовым качествам, удобству использования и длительному сроку хранения. Однако производство этого вида продукции сопряжено с комплексом технологических трудностей, связанных с его специфическими физико-химическими и реологическими свойствами.

Важным этапом в производстве плавленых сыров является транспортирование готовой сырной массы от плавильных аппаратов к фасовочному оборудованию. Данный процесс осуществляется при высоких температурах (70-90°C [23]) и характеризуется необходимостью перекачивания высоковязкой неньютоновской жидкости, эффективная вязкость которой критически зависит от градиента скорости сдвига и температурного режима. Нарушение реологических параметров продукта на этапе транспортирования приводит к ухудшению его потребительских свойств: расслоению, потере однородности, ухудшению консистенции и способности к плавлению, что в конечном итоге сказывается на качестве готовой продукции и экономических показателях предприятия [23].

Результаты исследований, посвященных составу, реологии и совершенствованию технологии производства ПС, опубликованы в работах многих ученых в т.ч. В.А. Арет, С.М. Баркан, А.Ф. Денисенко, Г.П. Забровский, Л.И. Кибкало, Б.Л. Николаев, Л.К. Николаев, О.Ю. Филиппская, А. Т. S. Alves, Н. Attia,

T. D. Boylston, F. Buňka, A. G. Cruz, M. Černíková, S. E. Chatziantoniou, O. Cumhur., G. Dimitreli, M. El-Bakry, Z. Erbay, I. Felfoul, M. A. Ferrer, A. Hill, N. Koca, B. M. Mehta, Z. Miloradović, J. Miočinović, M. U. Öztürk, M. Ozturk, G. L. P. A. Ramos, R. N. Salek, A. S. Thomareis. Проведенный анализ научной литературы и практики работы действующих производств выявил существенный пробел в области системного подхода к организации процесса трубопроводного транспортирования плавленных сыров. В настоящее время на предприятиях для перекачивания сырной массы применяются насосы различных типов: винтовые, шестеренные, коловратные (кулачковые). Однако их выбор осуществляется эмпирически, без должного научного обоснования, что может привести к целому ряду негативных последствий [80, 81, 83, 84, 86, 89, 90, 92, 99, 108, 113, 116, 117, 118, 120, 121]:

1. Для продукта: чрезмерное механическое и сдвиговое воздействие, вызывающее разрушение структуры, деэмульгирование жира, денатурацию белков и, как следствие, снижение качества.

2. Для оборудования: несоответствие производительности и напора насоса реологическим свойствам продукта, ведущее к повышенному энергопотреблению, частым отказам, повышенному износу и необходимости в частом обслуживании.

3. Для технологии: возникновение застойных зон, нарушение санитарно-гигиенических норм, сложность очистки и обеспечения стабильности технологического процесса.

Проблема усугубляется тем, что плавленные сыры представляют собой характерную неньютоновскую среду, поведение которой описывается степенной моделью Оствальда-де Вааля. Ее реологические параметры (коэффициент консистенции K и индекс течения m) нелинейно зависят от температуры, состава продукта и предыстории механических воздействий. Это делает невозможным применение традиционных методов гидравлического расчета, разработанных для ньютоновских жидкостей, и требует разработки специальных методик, учитывающих специфику реологии плавленных сыров. Таким образом, существует объективное и явное противоречие между растущими объемами производства с

высокими требованиями к качеству плавленых сыров и отсутствием научно обоснованной методики выбора и эксплуатации насосного оборудования для их межоперационного транспортирования, учитывающей реологические особенности продукта. Разрешение этого противоречия путем разработки методики совершенствования процесса трубопроводного транспортирования на основе комплексного анализа реологических свойств плавленых сыров и гидравлических характеристик насосного оборудования является актуальной научной задачей. Решение этой задачи позволит снизить энергетические затраты на транспортирование; увеличить надежность и ресурс работы оборудования; минимизировать производственные потери; обеспечить стабильность и воспроизводимость технологического процесса, повысить качество и сохранить потребительские свойства готовой продукции.

Степень разработанности темы исследования. Проблема транспортирования высоковязких пищевых сред, включая плавленые сыры, ранее изучалась преимущественно в контексте общих технологических процессов. Исследованием межоперационного транспортирования пищевых сред занимались следующие авторы: Н.Р. Ахмедова, Р.В. Гиноян, А.В. Горбатов, Е.А. Денисюк, А.С. Кулаткова, С.А. Мачихин, Ю.А. Мачихин, В.А. Наумов и др. Однако вопросы, связанные с гидравлическим расчётом систем транспортирования с учётом влияния реологических свойств на характеристики насосного оборудования, оставались малоизученными. Многие производители колесчатых насосов, в частности, немецкий концерн KSB (серия Vitalobe) [101], американская корпорация SPX FLOW Waukesha Cherry-Burrell (серия WCB) [123], голландская Pomac Industries Group (серия PLP) [116], датская компания Dixon Sanitary (серия JRZL) [113] размещают в открытом доступе на Интернет-ресурсах результаты испытаний своих агрегатов. Причем в указанных испытаниях изменялись перепад давления, частота вращения ротора КН и динамическая вязкость перекачиваемых сред. Однако непосредственно использовать эти результаты можно только для ньютоновских жидкостей, так как в них не учитывается изменение эффективной вязкости

перекачиваемой среды при варьировании ЧВР КН. Тогда как многие пищевые среды, в том числе, плавленые сыры, имеют свойства неньютоновских жидкостей. Кроме того, каждая из названных компаний тестировала агрегаты только своего производства. В известной научной литературе отсутствуют систематические сравнения показателей работы КН разных производителей. В литературе отсутствуют методики расчёта гидравлических систем с коловратными насосами для межоперационного транспортирования плавленых сыров, что подтверждает необходимость проведения данного исследования.

Цель и задачи исследования. Целью диссертационной работы является разработка методики гидравлического расчёта систем трубопроводного транспортирования плавленых сыров коловратными насосами с учетом реологических свойств продукта и эксплуатационных характеристик оборудования.

Объект исследования: процесс трубопроводного транспортирования плавленых сыров.

Предмет исследования: гидравлические и энергетические характеристики системы транспортирования плавленого сыра.

Для достижения поставленной цели были сформулированы основные задачи:

1. Провести анализ процесса трубопроводного транспортирования плавленых сыров;
2. Выполнить обработку и анализ результатов испытаний коловратных насосов компаниями-производителями; на основе полученных эмпирических данных разработать математические модели рабочих характеристик;
3. Сравнить производительность и энергетическую эффективность коловратных насосов разных компаний при перекачивании плавленых сыров;
4. Разработать методику и алгоритм гидравлического расчёта системы межоперационного транспортирования плавленых сыров;
5. С помощью компьютерного моделирования исследовать влияние различных факторов на производительность и энергетическую эффективность систем транспортирования плавленых сыров.

Научные положения, выносимые на защиту:

– комплексная математическая модель процесса межоперационного транспортирования неньютоновских жидкостей колесными насосами (на примере плавящихся сыров), учитывающая реологические свойства продукта, нагрузочные характеристики насоса (производительность, мощность) и гидравлическое сопротивление системы.

– методика и алгоритм расчета системы транспортирования плавящихся сыров, реализованный в виде компьютерной программы и предусматривающий последовательный расчет реологических параметров продукта, рабочей точки насосной установки, энергетических показателей и экономических критериев (приведенные годовые затраты) для оптимизации параметров системы с учетом вязкостных свойств продукта и режимов работы.

– с увеличением динамической вязкости плавящегося сыра показатели энергетической эффективности колесных насосов сначала улучшаются, достигают максимума, а затем снижаются.

Научная новизна:

1. Разработана комплексная математическая модель процесса, описывающая рабочие характеристики колесных насосов (производительность, мощность, показатели энергетической эффективности) с учётом изменения частоты вращения ротора, перепада давления и динамической вязкости различных плавящихся сыров. (п. 20 паспорта научной специальности 4.3.3. «Пищевые системы»).

2. Предложена методика и алгоритм гидравлического расчёта системы транспортирования различных плавящихся сыров, учитывающая реологические свойства продукта, характеристики колесного насоса и трубопровода. (п. 21 паспорта научной специальности 4.3.3. «Пищевые системы»).

3. Разработана методика сравнения производительности и показателей энергетической эффективности колесных насосов разных компаний. (п. 22 паспорта научной специальности 4.3.3. «Пищевые системы»).

Новизна технических решений подтверждена патентом на полезную модель «Стенд для испытания колдовратного насоса» № 237266 Российская Федерация, МПК F04B 51/00 / (Приложение А).

Теоретическая и практическая значимость работы.

Теоретическая значимость работы заключается в разработке комплексной математической модели процесса транспортирования неньютоновских сред (в частности, плавленных сыров), описываемых степенной моделью Оствальда — де Вааля, включая влияние температуры и скорости сдвига на вязкость, а также гидравлического сопротивления трубопровода, для прогнозирования производительности, энергопотребления и определения оптимальных режимов работы насосного оборудования.

Практическая значимость заключается в следующем: на основе проведённых расчётов составлены таблицы и графики, позволяющие инженерам-технологам и проектировщикам повысить эффективность работы систем транспортирования плавленных сыров. Предложена методика выбора параметров колдовратного насоса и трубопровода для конкретных условий производства. Разработаны рекомендации по снижению энергозатрат и повышению эффективности транспортирования плавленных сыров. В производство Сливочного плавленого сыра торговой марки «Витако» ООО «Плавит» (г. Калининград) внедрена расчетная методика и алгоритм гидравлического расчёта системы транспортирования плавленого сыра, учитывающая реологические свойства продукта, характеристики колдовратного насоса и трубопровода (Приложение Б). Результаты диссертационной работы используются в учебном процессе при подготовке и выполнении лабораторных работ по дисциплинам «Насосы и насосные станции», «Компьютерное моделирование в профессиональной деятельности» (Приложение В).

Методология и методы исследования.

Для проведения исследования был разработан комплексный методологический подход, включающий как теоретические методы (анализ, обобщение, выделение сущности, структуризация, конструирование модели,

подобие и др.), так и эмпирические (замеры, испытания, сопоставление, мониторинг). Теоретическим фундаментом послужили научные работы российских и международных исследователей в сфере инженерной реологии, технической гидромеханики (гидравлики) неньютоновских жидкостей, теории гидравлических машин.

Методология исследования включает:

- анализ научной литературы и технической документации, включая статистический анализ результатов испытаний колесчатых насосов;
- экспериментальное определение реологических параметров образца ПС «Сливочный»; анализ реологических параметров m и K от состава, температуры продукта и других факторов из научных публикаций для образцов ПС «Гауда», «Советский», «Российский», «Городской», «Шоколадный», «С луком», «Дружба», «Углицкий»;
- математическое моделирование рабочих характеристик колесчатых насосов KSB (серия Vitalobe), SPX FLOW Waukesha Cherry-Burrell (серия WCB), Pomac Industries Group (серия PLP), Dixon Sanitary (серия JRZL), пищевые КН российского производства серии КНП;
- численные методы расчёта гидравлических систем;
- сравнительный анализ эффективности колесчатых насосов разных производителей.

Личное участие автора. Диссертационная работа обобщает результаты научных исследований, которые автор проводил лично и в соавторстве в период с 2021 по 2026 год, включая статистический анализ данных испытаний КН разных производителей, разработку математических моделей, алгоритмов и компьютерных программ расчета параметров РТНУ системы межоперационного транспортирования ПС, подготовку к государственной регистрации компьютерной программы и патента на полезную модель.

Соответствие темы диссертации паспорту научной специальности.

Диссертационное исследование соответствует пунктам 20, 21, 22 паспорта научной специальности 4.3.3. «Пищевые системы».

Степень достоверности работы. В диссертационном исследовании научные положения, рекомендации и выводы строятся на основе фундаментальных принципов физики. Данный вывод обосновывается достоверностью как аналитических исследований, так и эмпирических результатов, полученных с использованием проверенных методов научного познания.

Математические модели нагрузочных и энергетических характеристик коловратных насосов были разработаны на основе анализа результатов большого количества испытаний, выполненных производителями этих агрегатов, размещенных в открытом доступе. При этом были использованы стандартные методы статистического анализа.

Возможность применения модели степенной жидкости для реологических свойств плавленых сыров подтверждена результатами экспериментальных исследований многих авторов. Расчет гидравлических потерь при движении плавленого сыра по трубопроводу был выполнен по известному методу, справедливому для степенных жидкостей.

Результаты моделирования процесса трубопроводного транспортирования плавленых сыров не противоречат известным теоретическим концепциям, принятыми в рассматриваемой области научного исследования.

Апробация результатов. Материалы и отдельные результаты исследований докладывались на международных, национальных научных, научно-технических и научно-практических конференциях: Международный Балтийский морской форум «Инновации в науке, образовании и предпринимательстве» (Калининград, 2022, 2023, 2024, 2025 г.); Международная научно-техническая конференция «Техническая эксплуатация водного транспорта: проблемы и пути развития» (Петропавловск-Камчатский, 2022 г.); Междисциплинарная научная конференция «Наука и практика» (Астрахань, 2024 г.); Международная научно-практическая

конференция «Современные процессы в пищевых производствах и инновационные технологии обеспечения качества пищевых продуктов» (Керчь, 2025 г.); Международный Косыгинский форум, научно-технического симпозиума «Современные инженерные проблемы ключевых отраслей экономики» (Москва, 2025 г.).

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 26 научных трудах, в том числе в 11 статьях в рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки России, 1 патенте на полезную модель, 1 свидетельстве Роспатента о регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объем работы. Основной текст диссертации изложен на 180 страницах и включает: введение, 5 глав аналитического и экспериментального материала, заключение, библиографический список из 125 наименований, в том числе 50 - иностранных авторов. Содержит 98 рисунков, 31 таблицу. Приложения к диссертации представлены на 12 страницах и содержат 4 рисунка, 3 таблицы.

ГЛАВА 1 АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ТРУБОПРОВОДНОГО ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ЖИДКИХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ И СИСТЕМ ДЛЯ ЕГО ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ

1.1 Анализ пищевых систем по производству плавленых сыров

Плавленые сыры – очень распространённый продукт в России. Плавленый сыр (ПС) получают из твёрдых сычужных сыров, мягких и рассольных сыров, масла коровьего, сливок, молока и других молочных продуктов путем плавления и пастеризации с помощью солей-плавителей с последующей фасовкой и охлаждением сыра [23]. У ПС более мягкий вкусовой профиль по сравнению с натуральными сырами, что часто привлекает потребителей. ПС имеют более длительный срок хранения благодаря строгим протоколам контроля качества, связанным с их пастеризацией, горячим розливом и упаковкой. Кроме того, ПС производятся с различными текстурами, такими как брусочки, ломтики, спреды, которые придают особый вкус [69].

В современном мире производство сыра достигло значительных масштабов, составив более 35% от общего объема производства молока [90]. Этот показатель продолжает расти на протяжении последних десятилетий, что свидетельствует о возрастающем интересе к сырным продуктам и их разнообразию.

ПС представляет собой сложную многокомпонентную молочную систему, которая может быть охарактеризована как стабильная эмульсия, получаемая в процессе холодного отверждения [90]. В отличие от натуральных сыров, которые изготавливаются непосредственно из цельного молока (или его производных), ПС создается из различных комбинаций молочных и немолочных ингредиентов. Этот процесс позволяет производить ПС с разными вкусовыми и текстурными характеристиками, что делает их популярными среди потребителей.

ПС можно разделить на две основные категории: плавленые сырные продукты и аналоги сырных продуктов. Плавленые сырные продукты обычно содержат натуральные сыры, обработанные с добавлением различных ингредиентов, тогда как аналоги сырных продуктов могут включать растительные жиры и другие немолочные компоненты. По оценкам BusinessStat, выпуск плавленых сыров в России в 2020-2024 годах увеличился на 19%: со 133 до 158 тысяч тонн [2].

Относительная простота производства, широкие возможности варьирования рецептур и хорошая транспортабельность делают производство ПС перспективным с коммерческой точки зрения [10].

Недавно опубликованная монография от Elsevier Inc. Woodhead Publishing предлагает глубокий анализ текущего состояния исследований в области производства ПС [81, 82, 84, 85, 87, 90, 91, 93, 100, 109, 114, 117, 118, 119, 121, 122]. В [90] рассматриваются ключевые аспекты, такие как определение и классификация ПС, общие принципы производства и основные ингредиенты, используемые в процессе. Ключевыми ингредиентами ПС являются белки, жиры, соли, а также добавки, такие как сорбиновая и лимонная кислота. Эти компоненты не только обеспечивают стабильность и текстуру продукта, но и влияют на его вкус и питательные свойства.

Анализ научных публикаций, как отечественных, так и зарубежных, демонстрирует актуальность проблем, освещенных в предыдущих монографиях.

В работах [5, 36] представлено исследование по созданию рецептуры ПС, относящегося к категории функциональных пищевых продуктов, с включением растительных компонентов.

Увеличение пищевой и биологической ценности сыров достигается за счет внесения в молочную смесь фрагментов мяса, икры и молок рыб. В частности, в [75] были проведены испытания с дозировками измельченного слабосоленого филе форели радужной (*Oncorhynchus mykiss*) в диапазоне от 2 до 15% к массе сыря.

Производство ПС, особенно пастообразных, представляет собой сложный технологический процесс, включающий множество этапов, от приготовления сырной массы до ее фасовки. Одним из важных моментов, часто упускаемых из виду в существующей литературе, является транспортирование этой вязкой субстанции между различными стадиями производства. Многие технологические схемы, описанные в специализированных изданиях (например, [56, 64, 66, 73]), подробно рассматривают этапы плавления, смешивания и фасовки, однако вопрос о выборе и применении насосного оборудования для транспортирования ПС остается, практически, не освещенным. Авторы таких работ, фокусируясь на рецептурах и технологических тонкостях производства, недостаточно внимания уделяют важной детали — эффективному и надежному перемещению продукта между технологическими единицами.

В работе [114] рассматриваются четыре основные стадии производства ПС: измельчение, смешивание, термообработка и упаковка. В зависимости от назначения производятся различные виды ПС - от сыпучих до спредов. Параметры процесса и способы упаковки зависят от формы конечного продукта.

Важную роль в производстве ПС играет современное оборудование, позволяющее обеспечить необходимую однородность и качество конечного продукта. Ни одна технологическая линия по производству ПС не обходится без насоса для транспортирования ПС по трубопроводу от резервуара с готовой массой продукта до фасовочного аппарата. Например, типичная схема производственной линии изображена на рисунке 1.1. Она показывает перемещение ПС из емкости для промежуточного хранения 2 в автомат для расфасовки 4 при помощи насоса. Однако в методической, учебной и научной литературе, практически, отсутствуют рекомендации относительно выбора типа насоса, его рабочих характеристик, наиболее подходящих для транспортирования ПС с учетом его свойств (высокая вязкость, неоднородность структуры, чувствительность к температурным воздействиям и др.).

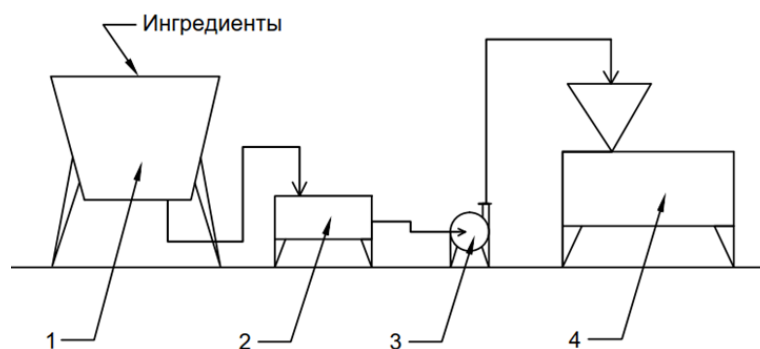


Рисунок 1.1 – Схема технологического процесса производства ПС [1, с. 350]:

- 1 – оборудование для термической обработки смеси (пищевой котел-плавитель типа «Штефан»); 2 – емкость для промежуточного хранения смеси;
3 – насос для вязких продуктов; 4 – автомат для расфасовки ПС

Насос для перекачивания пищевых жидкостей (ПЖ) – это специальный агрегат, имеющий усиленную конструкцию, с необходимой мощностью и производительностью, хорошей всасывающей способностью, надежными уплотнениями, качественными подшипниками, способными выдержать высокие обороты при длительной работе [67].

К пищевому насосному оборудованию выдвигаются особые требования: детали, которые непосредственно контактируют с пищевым продуктом, должны быть выполнены из химически нейтральных материалов, разрешенных к использованию санитарными нормами (например, нержавеющей стали) [72]. Удобство промывания – специфика пищевого производства требует регулярно чистить и дезинфицировать насосные устройства (чтобы избежать появления в них очагов микроорганизмов), поэтому аппараты должны легко разбираться и собираться. Идеальная гладкая отполированная внутренняя поверхность. Если внутри на стенках агрегата будут неровности (трещины, выбоины), то в них будет накапливаться грязь, а, следовательно, насос утратит свою гигиеничность.

Для перекачивания ПЖ применяются насосы разных типов: из динамических насосов – центробежные, вихревые насосы; из объёмных насосов – объёмно-роторные насосы (винтовые, шестерённые, колесные) [22, 27, 72].

Вихревые насосы не слишком часто используются в пищевой промышленности [8]. Их рабочее колесо захватывает жидкость из внутренней полости канала и выбрасывает её во внешнюю, формируя продольный вихрь [25].

В англоязычной литературе вихревые насосы классифицируются как периферийные (peripheral pumps). Основным функциональным элементом насоса является колесо с радиальными лопастями, расположенными по краю рабочего колеса. В конструкции насоса предусмотрена кольцевая камера, в которую входят лопасти ротора. Внутренний уплотняющий элемент, плотно прилегающий к торцам и боковым поверхностям лопастей, разделяет всасывающий и напорный патрубки, соединенные с кольцевой камерой. При вращении ротора жидкость захватывается лопатками и под воздействием центробежной силы закручивается. Таким образом, в кольцевой камере образуется вихревое течение. Поскольку один и тот же объем жидкости, движущейся по спиральной траектории, многократно попадает в пространство между лопатками ротора, где каждый раз получает дополнительное увеличение энергии, напор вихревого насоса при одинаковых размерах и частоте вращения значительно превышает напор центробежного насоса [44].

Исследования вихревых насосов [35] выявили зависимость напора от величины торцевого зазора между рабочим колесом и корпусом. Уменьшение зазора приводит к увеличению напора. При этом, при больших зазорах характеристика «подача-напор» линейная, а при малых зазорах она приобретает нелинейный характер. Снижение этого зазора может привести к засорению насоса и затруднить его очистку в периоды остановок [8, 120].

Среди преимуществ вихревых насосов следует отметить возможность создания большого напора при малой подаче и компактные габариты по сравнению с центробежными аналогами, также они характеризуются самовсасывающей способностью, что упрощает эксплуатацию, а также возможностью подачи жидкостей с газами [8]. Данный тип насосов пригоден для перекачивания только маловязких сред (молоко, соки, вино). Дополнительными факторами,

способствующими их применению, являются простота обслуживания и ремонта [25, 45]. Однако, при неправильном подборе оборотов насоса и геометрии ротора и статора они окажут разрушающее воздействие на перекачиваемый продукт. Одновременно, к недостаткам вихревых насосов можно отнести сравнительно низкий коэффициент полезного действия и повышенный износ деталей при работе с жидкостями, содержащими твердые включения.

В отличие от вихревых, центробежные пищевые насосы (ЦПН) широко используются для перекачивания ПЖ с малой и средней вязкостью [46, 74, 83, 112]. К преимуществам ЦПН относится возможность диспергирования ПЖ, перемещения ПЖ с достаточно высокой производительностью и энергоэффективностью. При эксплуатации ЦПН с открытым рабочим колесом исключается образование застойных зон и обеспечивается быстрая и качественная очистка внутренних поверхностей. Также эти насосы дают возможность перекачивать жидкости с определенным содержанием взвешенных частиц [25].

Опубликовано довольно много результатов исследования влияния различных факторов на эффективность использования ЦПН. Установлено, что увеличение вязкости ПЖ приводит к снижению производительности и энергетической эффективности [45, 42] ЦПН. Тем не менее, встречаются публикации, например, [38], в которых утверждается, что увеличение вязкости и плотности ПЖ приводит к снижению затраченной мощности ЦПН. Впрочем, в [39] были показаны ошибки [38], которые привели к такому неверному результату.

Важной особенностью, которую необходимо учитывать, является влияние ЦПН на структуру ПЖ. При прохождении ЦПН у некоторых ПЖ (например, сливки, кефир) может измениться структура, ухудшиться консистенция. В жидких дрожжах могут погибнуть микроорганизмы [30].

Учитывая изложенные выше аргументы, использование динамических насосов в процессе межоперационного транспортирования высоковязких ПЖ, таких как ПС, оказывается нецелесообразным, поэтому для их транспортирования используются объемно-роторные насосы.

Винтовые насосы являются одним из видов объёмно-роторных насосов. Рабочими элементами являются стальной ротор и эластичный статор. При вращении ротора внутри статора каждая точка его поверхности описывает гипоциклоидную траекторию. Это приводит к тому, что замкнутые полости между ними перемещаются по спирали, захватывая жидкость на входе и транспортируя ее к выпускному отверстию. Винтовые насосы преимущественно используются для транспортирования высоковязких пищевых продуктов, к числу которых относятся творог, пасты и фарш. Они могут создавать большой напор при сравнительно невысокой подаче [76, 111]. В агропромышленном комплексе винтовые насосы нашли применение в двух ключевых отраслях: для работы с вязкими средами в пищевом производстве и для мелиоративных задач (дренажа и орошения) в сельском хозяйстве [76].

Шестерённые насосы (ШН) являются разновидностью объёмно-роторных насосов, дополняющих линейку винтовых насосов, а не заменяющих их [22]. ШН насосы обладают способностью эффективно функционировать при высоких рабочих давлениях (свыше 4 МПа) и обеспечивают стабильный поток жидкости в широком диапазоне давлений. Данный тип насосов находит широкое применение в отраслях, где требуется подача высоковязких материалов под давлением. Кроме того, ШН успешно используются в технологических процессах, характеризующихся переменной вязкостью перекачиваемых жидкостей [64]. К числу недостатков данных насосов следует отнести ограничение на перекачивание жидкостей, содержащих твердые или абразивные примеси, поскольку это приводит к ускоренному износу зубчатых колес. Кроме того, очистка ШН представляет собой довольно сложную процедуру.

Шестерённые и винтовые насосы не обеспечивают сохранность структуры перекачиваемой среды. В них происходят процессы, которые проф. А.В. Горбатов назвал «мятием» продукта [20]. Избежать таких процессов можно с помощью колесчатых насосов (КН).

1.2 Состояние исследований коловратных насосов, применяемых для транспортирования сильновязких пищевых сред

В ГОСТе [22] представлено следующее определение: «коловратный насос – это зубчатый насос с рабочими органами в виде роторов, обеспечивающих только геометрическое замыкание рабочей камеры». Английский термин «rotary lobe pump». В отличие от ШН, также относящихся к зубчатым насосам, коловратный насос (КН) насос имеет две камеры. В силовой камере с помощью зубчатых колес на ротор передается крутящий момент. Подача жидкости осуществляется в рабочей камере с помощью кулачков, не имеющих силового замыкания, только геометрическое.

КН работают по принципу вытеснения жидкости из замкнутых объемов, образуемых между кулачками и корпусом насоса. При этом между кулачками остается небольшой зазор. Опорные подшипники вала КН расположены вне зоны контакта с перекачиваемой жидкостью, что придает КН высокую надежность и низкий уровень износа.

Форма роторов в таких насосах может быть разнообразной: лопастной, зубчатой, винтовой или сочетать элементы разных типов. На рисунке 1.2 показаны часто используемые формы кулачков.

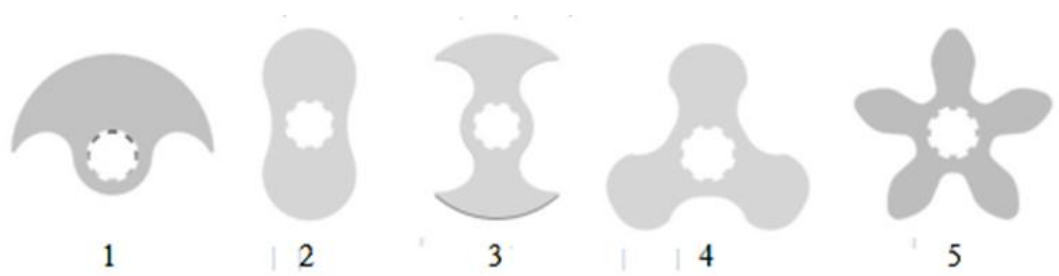


Рисунок 1.2 – Форма рабочих органов КН [89]: 1 – с одним кулачком (серповидный); 2 – с двумя кулачками; 3 – с двумя сегментными кулачками («бабочка»); 4 – с тремя кулачками; 5 – с пятью кулачками

На рынке насосного оборудования нередко встречается путаница в терминологии. Многие фирмы-производители и продавцы именуют такие насосы «кулачковыми». Однако, это название некорректно с точки зрения ГОСТа.

КН характеризуются плавной подачей жидкости и имеют меньший уровень пульсаций давления на выходе по сравнению с другими объемно-роторными насосами. КН применяются в различных отраслях промышленности для перекачивания сред со средней и высокой вязкостью, в том числе содержащих дисперсные частицы [33]. Причем мягкие частицы могут быть довольно больших размеров (в зависимости от величины зазоров в рабочей камере).

В прошлом КН не получили такого широкого распространения, как винтовые или шестеренные насосы, в первую очередь, из-за высокой стоимости. Кроме того, к недостаткам КН относятся невозможность работы с жидкостями, содержащими абразивные частицы, чувствительность к гидроударам.

КН относится к наиболее сложным в производстве типам насосов, поскольку предъявляет особые требования к качеству используемых компонентов, отделке поверхностей и квалифицированному монтажу. Высокая цена и сложность производства КН относительно других насосных устройств компенсируется экономичностью их использования. КН оснащен минимальным количеством элементов, подверженных интенсивному износу. Он предназначен для непрерывной эксплуатации и допускает чистку паром высокого давления, что имеет существенное значение для предприятий пищевой отрасли [99].

Основное преимущество КН заключается в аккуратном транспортировании пищевых сред (включая плавленые сыры, мед, пасты, замороженные десерты, желе с цельными плодами, шоколад с добавлением орехов или изюма, а также майонез с овощами и так далее), сохраняя целостность их структуры. Помимо этого, КН обладают высокой производительностью и надежностью, что позволяет оптимизировать производственные процессы и снизить затраты на обслуживание оборудования [107].

В последние десятилетия интерес пищевой индустрии к КН заметно возрос благодаря указанной способности КН бережно и эффективно транспортировать чувствительные к механическим воздействиям высоковязкие среды (суспензии, пасты, фруктовые пюре, тесто, соусы, джемы, молочные продукты высокой жирности) без разрушения структуры продукта [19].

Исследования КН можно разделить на два направления. Первое направление – это поиск возможностей улучшения показателей работы КН на стадии, предшествующей проектированию. Второе направление связано с повышением эффективности использования серийно выпускаемых КН. По первому направлению исследования проводятся многими научными группами по всему миру. Опубликовано большое количество результатов таких исследований. Как правило, они опираются на теоретическое исследование трехмерных течений в рабочем объеме КН с помощью системы уравнений Навье-Стокса (СУНС), а также на результаты лабораторных экспериментов. Так в [95, 96, 124] представлены результаты численных исследований влияния формы кулачков на производительность и другие показатели работы КН.

В [97] представлено численное исследование гидродинамики в рабочей камере КН с целью исследования факторов, которые могут повлиять на производительность КН, включая профиль поверхности и количество кулачков, размеры зазоров, частоты вращения ротора (ЧВР) и др. Сложные течения внутри КН моделировались СУНС на динамической сетке. ЧВР варьировалась от 1000 до 5000 об/мин. Была построена характеристическая кривая зависимости напора от ЧВР. Анализ показал, что многокулачковые насосы обеспечивают более стабильную производительность. Результаты исследования подтвердили значительное влияние размера зазора между ротором и стенкой корпуса на эффективность КН. Уменьшение зазора с 1,25 мм до 0,5 мм привело к увеличению напора примерно в пять раз. Зазор между двумя роторами варьировался от 0,12 мм до 0,15 мм без существенного влияния на производительность КН.

В [103] была предложена новая конструкция полости КН с постепенно изменяющимся зазором для уменьшения величины и колебаний радиальной возбуждающей силы, действующей на ротор. Геометрия рабочей камеры КН была разработана таким образом, чтобы зазор между кулачками и стенкой камеры постепенно изменялся во время зацепления. Решения СУНС численным методом на динамической сетке позволило изучить особенности течения в камере с предложенной геометрией. Было исследовано влияние пульсации давления на радиальную возбуждающую силу. Приведены некоторые предположения о механизме снижения радиальной возбуждающей силы. Было установлено, что по мере увеличения изменяемого значения зазора интенсивность обратного вращающегося вихря на выходе уменьшается, а пульсации расхода жидкости в выходном сечении заметно снижаются.

Исследование [104] посвящено КН со спиральной формой кулачков. В качестве математического описания течения жидкости в рабочей полости была использована система уравнений Рейнольдса (осредненных СУНС) с моделью турбулентности $k-\epsilon$. Решение трехмерной задачи было получено численным методом на динамической сетке FLUENT. Экспериментальная проверка результатов численного прогнозирования показала, что относительная погрешность находится в диапазоне 2,5-5,7%. Было проведено сравнение характеристик течения в рабочей полости КН с разными углами закручивания спирали, выявлен механизм влияния угла закручивания спирали на структуру течения. Во время вращения ротора с традиционной формой кулачков на выходе из КН возникает вторичное течение через торцевую стенку и периодические пульсации; скорость аномально возрастает на краю кулачка, в полости ротора возникает локальная вихревая структура. Спиральная форма кулачка позволяет эффективно подавлять вторичные течения, возникновение вихревой структуры и скорости в области зазора между кулачком и стенкой рабочей полости. Авторы [104] утверждают, что КН имеет наилучшую производительность при угле наклона

спирали 45° - 60° и рекомендуют предложенную конструкцию использовать при проектировании КН.

Математическое моделирование для определения производительности КН выполнено в [108]. Анализ был проведен с использованием программного обеспечения Ansys CFX, которое является инструментом вычислительной гидродинамики. СУНС, описывающая течение жидкости через КН, была решена численным методом с моделью гибридной модели турбулентности. Структурированные расчетные сетки для различных положений ротора КН были созданы с помощью специализированного программного обеспечения TwinMesh. Были рассмотрены два случая, в которых менялось давление нагнетания. В первом случае абсолютное давление на выходе составляло 1,5 бара, а во втором случае – 1,7 бара. Были рассчитаны изменения массового расхода жидкости на выходе КН.

В [78] выполнено теоретическое и экспериментальное исследование влияния количества кулачков на структуру течения в полости КН. В качестве математического описания течения жидкости были использованы уравнения Рейнольдса (осредненная СУНС) и модели турбулентности k- ϵ . Были исследованы течения пяти КН с разным количеством кулачков. Относительная погрешность численного решения по сравнению с данными испытаний составила менее 5,6%, с увеличением числа кулачков средний расход и амплитуда пульсаций расхода на выходе из КН уменьшаются, что эффективно подавляет вторичные течения и образование вихрей. Максимальная радиальная сила при шести кулачках на 36% меньше, чем при четырех. При количестве лопастей 5 и 6 образуется многоступенчатая последовательная переходная область между областями высокого и низкого давления, которая заметно снижает разность давлений между двумя сторонами радиальных зазоров и уменьшает радиальную утечку жидкости в КН.

В [106] был предложен метод снижения колебаний расхода КН, основанный на использовании некруглого зубчатого привода с регулируемой ЧВР. На основе численного моделирования СУНС было исследовано влияние конструктивных

параметров некруглого зубчатого колеса, углового отклонения, зазора между кулачками и ЧВР на пульсацию расхода жидкости. Результаты исследования показали, что колебания расхода на выходе КН уменьшились на 84 % после установки некруглого редуктора. Уменьшение зазора между кулачками с 0,4 до 0,2 мм привело к снижению амплитуды колебаний расхода примерно на 54%. При увеличении ЧВР с 200 до 600 об/мин амплитуда пульсаций расхода жидкости уменьшилась на 60 %. Лабораторный эксперимент на прототипе КН подтвердил возможность снижения колебаний расхода жидкости с помощью предложенного метода.

Чтобы исследовать влияние входного D и выходного d диаметров на производительность КН, в [125] был выполнен анализ течений в рабочей камере одиннадцати КН (шесть с $D=d$ и пять с различным соотношением D/d при сохранении других условий постоянными). Для математического описания трехмерного нестационарного течения в рабочей камере были использованы уравнения Рейнольдса (осредненная СУНС) и модель турбулентности $k-\epsilon$. Краевая задача решалась численным методом с учетом кавитации. Авторы [125] полагают, что выбор подходящего соотношения диаметров может снизить склонность к кавитации, снизить колебания расхода жидкости на выходе, повысить его надежность и стабильность работы.

Заметим, в перечисленных публикациях, практически, не обращается внимания на вязкость перекачиваемой жидкости, ее влияние на величину и колебания производительности КН. Результаты одного из первых систематических исследований влияния вязкости перекачиваемой жидкости на производительность КН представлены в [105]. СУНС, описывающая течение в рабочей полости, была решена численным методом на динамической сетке. Верификация модели была выполнена с помощью лабораторных экспериментов. Были изучены течения пяти сред с кинематической вязкостью от 1 до 110 сСт. Результаты теоретического исследования показали, что с увеличением вязкости течение жидкости в полости ротора становится более устойчивым, подача КН возрастает. Расход жидкости с

большой вязкостью (110 сСт) на выходе КН оказался на 40% выше, чем у воды (1 сСт). При снижении ЧВР с 400 до 100 об/мин расход на выходе уменьшился на 95 % при кинематической вязкости жидкости 110 сСт и на 80% – 72 сСт. Чтобы снизить пульсации скорости жидкости с низкой вязкостью, в [105] было предложено использовать конструкцию КН со специальным, градиентным зазором.

По второму направлению (повышение эффективности применения серийно выпускаемых КН) научных публикаций заметно меньше. Исследования научной группы Нижегородского государственного агротехнологического университета под руководством профессора Р.В. Гинояна [15, 16, 17, 31] посвящены внедрению КН в технологическую линию производства мороженого.

В соответствии с ГОСТом [24] основными ингредиентами, применяемыми в производстве мороженого, являются молоко или сливки, сливочное масло, сухое молоко, сахар, вкусовые ингредиенты, стабилизаторы. В [31] была выполнена органолептическая оценка образцов мороженого, полученных с использованием для транспортирования ШН и КН. Эксперты, принимавшие участие в оценке, отметили, что образцы, полученные с использованием КН, продемонстрировали более однородную текстуру и лучший внешний вид. Кроме того, результаты показали, что мороженое, изготовленное с использованием КН, обладало более насыщенным вкусом и ароматом. Это связано с тем, что КН обеспечивают более мягкое и равномерное перекачивание продукта, что минимизирует механическое воздействие на мороженое и предотвращает его повреждение. На основании этого исследования в [17] был разработан новый метод фризирования, основанный на использовании КН в технологической линии производства мороженого. Было предложено установить два КН (на входе и на выходе фризера). Причем объемная подача первого в 2 раза меньше, чем второго, что обусловлено насыщением продукта воздухом во фризере.

Заметим, что в [16, 17, 31] главное влияние уделено влиянию КН на свойства транспортируемой пищевой среды (мороженого). Собственно КН лишь упоминаются (например, в [16] КН фирмы «Альфа Лаваль»). Очень мало говорится

о технических характеристиках КН. Так в [16] содержание сухого обезжиренного молока в смеси было увеличено с 2,5 до 7,5%, что привело к значительному возрастанию динамической вязкости (с 3,17 до 9,79 мПа·с). Но при этом энергопотребление увеличилось незначительно, примерно на 4,3 %.

Исследование [94] посвящено повышению эффективности использования КН в установке перфузии. Опытное применение этой установки с серийным КН в крупномасштабном производстве обнаружило значительное повреждение элементов, хотя скорость сдвига была тщательно подобрана в лабораторных условиях. Чтобы понять причину повреждения элементов, была разработана модель малогабаритного КН. При тестировании различных скоростей потока и противодавлений в модели КН был сделан вывод, что высокое противодействие может привести к повреждению элементов. Уменьшение подачи КН в производственных условиях позволило снизить вероятность повреждения элементов.

Таким образом, научные публикации по повышению эффективности использования серийных КН для подачи высоковязких сред не охватывают весь спектр проблем, а для перекачивания ПС они, практически, отсутствовали. В некоторой степени этот пробел заполняют компании/фирмы, изготовители КН (КИ-КН). Многие КИ-КН проводят обширные испытания, тщательно изучают влияние свойств перекачиваемых жидкостей и технических параметров своих агрегатов на их производительность и энергетическую эффективность. Часть компаний размещают результаты испытаний на своих Интернет-ресурсах в открытом доступе. Полные результаты с указанием всех условий испытаний КН приведены на ресурсах [101, 113, 116, 123]. Наиболее интересными являются данные о влиянии вязкости перекачиваемых сред на производительность и затраченную мощность серийно выпускаемых КН. Однако определение показателей энергетической эффективности КН на этих ресурсах отсутствует. Кроме того, динамическая вязкость перекачиваемой среды в испытаниях всех названных КИ-КН полагалась фиксированной даже при изменении ЧВР КН. Поэтому результаты испытаний КИ-

КН можно непосредственно использовать только для ньютоновских жидкостей, в которых динамическая вязкость не зависит от сдвига скорости. Тогда как многие пищевые среды, включая ПС, нельзя отнести к ньютоновским жидкостям. Поэтому важными параметрами при анализе работы КН с ПС являются реологические характеристики этого продукта.

1.3 Вязкость плавленых сыров. Анализ и аппроксимация экспериментальных результатов

Известно, что ПС представляет собой сложную дисперсную систему, в которой жировые и белковые компоненты взаимодействуют, образуя гелеобразные структуры, которые могут изменять вязкость в зависимости от условий течения. Опубликовано довольно много исследований зависимости эффективной вязкости ПС от градиента скорости для различных условий [4, 12, 26, 50-54, 88, 102, 110, 115]. В большинстве публикаций наиболее подходящей для ПС авторы считают известную реологическую модель степенной жидкости:

$$\tau = K \cdot \omega^m, \quad \mu_E = K \cdot \omega^{m-1}, \quad (1.1)$$

где τ – касательное напряжение, Па; μ_E – эффективная динамическая вязкость (ЭДВ), Па·с; m – индекс течения (безразмерный показатель неньютоновского поведения жидкости); K – коэффициент Оствальда (коэффициент консистенции жидкости), Па·с ^{m} ; ω – сдвиг (градиент) скорости, с⁻¹.

В данном диссертационном исследовании для анализа эффективности использования КН при транспортировании ПС необходимы зависимости реологических параметров m и K от состава, температуры продукта и других факторов. Такие результаты были найдены в научных публикациях.

Обширные исследования зависимости касательных напряжений и эффективной динамической вязкости (ЭДВ) ПС от сдвига скорости были выполнены научным коллективом Арет В.А., Николаев Л.К. с соавторами

[4, 50-54]. Например, на рисунке 1.3 представлена экспериментальная зависимость ЭДВ ПС «Советский» от сдвига скорости при различных температурах.

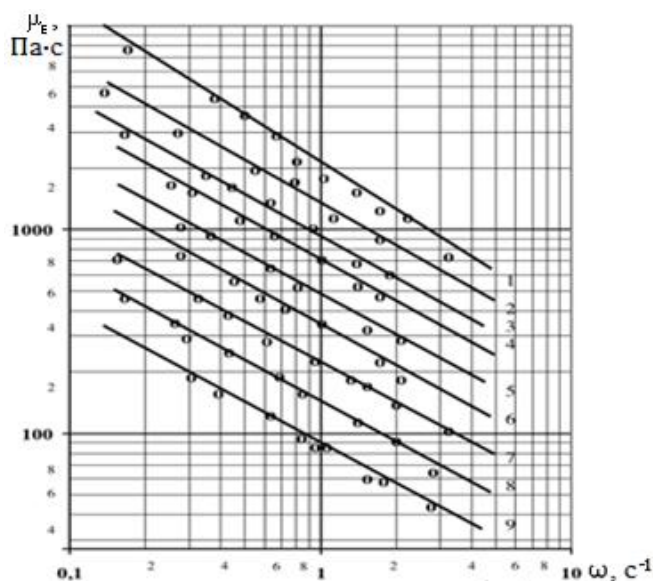


Рисунок 1.3 – ЭДВ ПС «Советский» [50] при разных температурах:

1 – при 25,1°C; 2 – 30,1; 3 – 35; 4 – 40,2; 5 – 45,0; 6 – 49,5; 7 – 60; 8 – 70,1; 9 – 80°C

На рисунке 1.3, построенном в логарифмических координатах, экспериментальные точки незначительно отклоняются от соответствующих наклонных прямых, что подтверждает возможность применения степенной модели (1.1) для ПС. При увеличении температуры происходит заметное смещение прямых линий вниз, что говорит об уменьшении параметра K . Тогда как наклон прямых линий (значит, величина m) изменяется гораздо меньше.

В [54] приведены результаты лабораторного исследования ЭДВ ПС «Российский» жирностью 45% в зависимости от градиента скорости и температуры продукта (Приложение Г). Исследования проводились на ротационном соосноцилиндрическом вискозиметре. Перед началом измерений образец ПС подвергался термостатированию в течение 20 минут при заданной температуре. После чего определялась ЭДВ ПС при разных значениях градиента скорости. Температура варьировалась от 20,1 до 70,1°C, градиент скорости – от 0,167 до 4,5 с⁻¹. Часть результатов показана точками на рисунке 1.4. Видно, что ЭДВ ПС «Российский» падает с ростом температуры и градиента скорости. Наибольшее значение

ЭДВ (14600 Па·с) было зафиксировано при температуре 20,1°С и $\omega=0,167$ с⁻¹, наименьшее (26,8 Па·с) – при 70,1°С и $\omega=4,5$ с⁻¹.

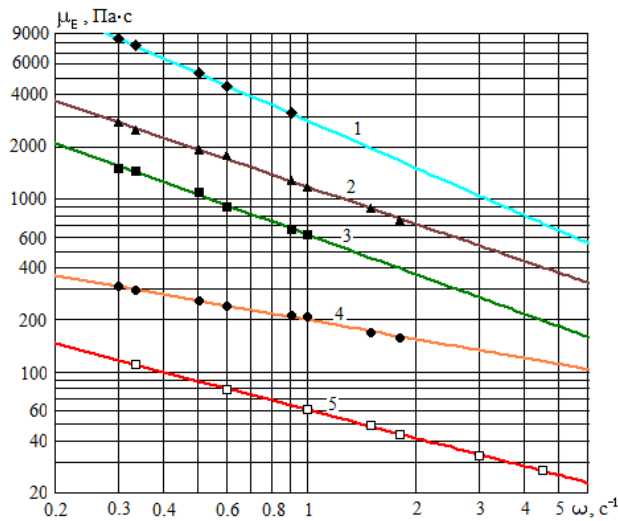


Рисунок 1.4 – ЭДВ ПС «Российский»: 1 – $T=20,1^{\circ}\text{C}$; 2 – $T=30,2^{\circ}\text{C}$; 3 – $T=35^{\circ}\text{C}$; 4 – $T=50,1^{\circ}\text{C}$; 5 – $T=70,1^{\circ}\text{C}$. Точки – экспериментальные данные [54]; прямые – линейная аппроксимация

Близость экспериментальных точек на рисунке 1.4 к соответствующим прямым линиям подтверждает возможность использования степенной реологической модели для ПС. Заметим, что при варьировании температуры наклон прямых линий на рисунке 1.4 (значит, величина m) изменяются незначительно. Исключение – линия 4, возможно, это связано с изменением условий проведения опытов [54].

В [4] приведены результаты определения касательных напряжений и ЭДВ для нескольких сортов ПС при разных температурах. На рисунке 1.5 такие результаты для ПС «Городской» показаны точками. Видно, что в логарифмических координатах при заданной температуре экспериментальные точки лежат близко к соответствующей прямой линии. Значит, зависимость касательного напряжения τ от сдвига скорости ω , действительно, может быть аппроксимирована первой формулой (1.1). Но в отличие от рисунка 1.3 наклон прямых линий на рисунке 1.5 изменяется при варьировании температуры. Что необходимо учитывать при аппроксимации реологических характеристик ПС.

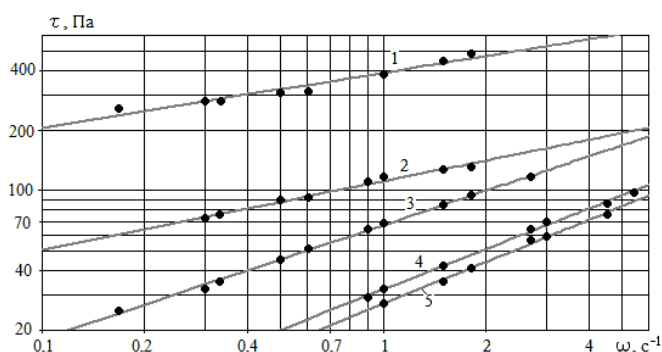


Рисунок 1.5 – Зависимость касательного напряжения ПС «Городской» от сдвига скорости: 1 – $T=40^{\circ}\text{C}$; 2 – $T=50^{\circ}\text{C}$; 3 – $T=60^{\circ}\text{C}$; 4 – $T=70^{\circ}\text{C}$; 5 – $T=80^{\circ}\text{C}$.

Точки – экспериментальные данные [4]; линии – расчет по формулам (1.1); (1.2)

В диссертационной работе методом наименьших квадратов (МНК) были найдены значения реологических параметров для каждого значения температуры на рисунке 1.5. Рассчитанные значения этих параметров показаны точками на рисунке 1.6. На рисунке 1.6, *a* видно, что значение K уменьшается с увеличением температуры. Это связано с тем, что повышение температуры снижает вязкость ПС. На рисунке 1.6, *б* видно, что показатель m возрастает, значит, ПС становится более чувствительным к изменениям сдвига скорости при высоких температурах.

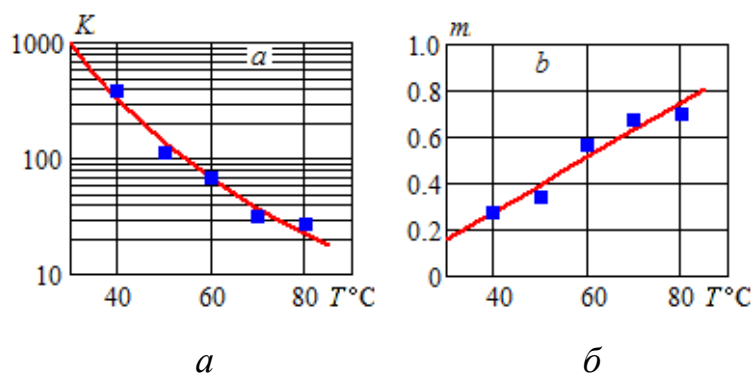


Рисунок 1.6 – Зависимость реологических параметров ПС «Городской» от температуры: *a* – зависимость K от температуры; *б* – зависимость m от температуры. Точки получены по экспериментальным данным [4]; линии – расчет по (1.2)

По рисунку 1.6 зависимость реологических параметров ПС «Городской» от температуры может быть аппроксимирована следующими формулами:

$$K = K_0 / T^\theta, m = m_0 + m_1 \cdot T. \quad (1.2)$$

Эмпирические константы, найденные в диссертационном исследовании с помощью МНК для ПС «Городской»: $K_0=5,302 \cdot 10^8$; $\theta=3,877$; $m_0=-0,194$; $m_1=0,0118$. Они справедливы в диапазоне температур от 40 до 80°C. Результаты расчета касательного напряжения по формулам (1.1), (1.2) на рисунке 1.5 (прямые линии) хорошо согласуются с экспериментальными данными; индекс детерминации 0,98.

Аналогичная аппроксимация результатов экспериментальных данных [4] по другим образцам ПС дала такие значения эмпирических констант: для ПС «С луком» $K_0=1,761 \cdot 10^7$; $\theta=3,0884$; $m_0=0,186$; $m_1=0,00444$; для ПС «Шоколадный» $K_0=5,928 \cdot 10^8$; $\theta=4,20$; $m_0=0,316$; $m_1=0,00452$. (диапазон температур от 35 до 80°C). Результаты расчета касательного напряжения по формулам (1.1), (1.2) с указанными значениями констант хорошо согласуются с экспериментальными данными рисунков 1.7 и 1.8.

Заметим, что на рисунке 1.8 сдвиг скорости при $T = 80^\circ\text{C}$ превысил $\omega = 60 \text{ c}^{-1}$, а при $T=70^\circ\text{C}$ – 400 c^{-1} . Следовательно, и при столь больших значениях ω экспериментальные данные по ПС не противоречат степенной реологической модели.

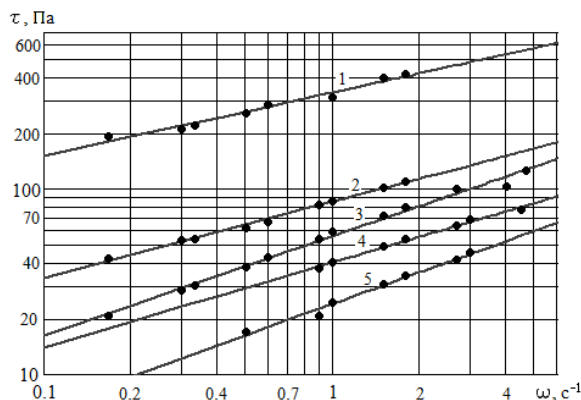


Рисунок 1.7 – Зависимость касательного напряжения ПС «С луком» от сдвига скорости при разных температурах: 1 – $T=35^\circ\text{C}$; 2 – $T=50^\circ\text{C}$; 3 – $T=60^\circ\text{C}$; 4 – $T=70^\circ\text{C}$; 5 – $T=80^\circ\text{C}$. Точки – экспериментальные данные [4]; линии – расчет по (1.1), (1.2)

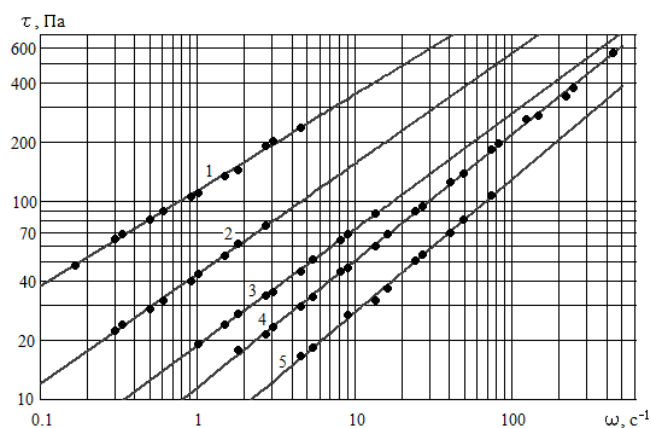


Рисунок 1.8 – Зависимость касательного напряжения ПС «Шоколадный» от ω при разных температурах: 1 – $T=40^{\circ}\text{C}$; 2 – $T=50^{\circ}\text{C}$; 3 – $T=60^{\circ}\text{C}$; 4 – $T=70^{\circ}\text{C}$; 5 – $T=80^{\circ}\text{C}$.

Точки – экспериментальные данные [4]; линии – расчет по (1.1); (1.2)

Снижение ЭДВ ПС при увеличении градиента скорости в трудах [4, 50-54] объясняется разрушением структуры продукта. Повышение температуры также приводит к снижению ЭДВ ПС. Что связывают с денатурацией белков и изменением состояния жировых глобул, которые теряют свою способность к образованию устойчивой трёхмерной структуры.

Результаты одного из наиболее полных экспериментальных исследований зависимости реологических параметров от состава ПС и температуры представлены в [88]. Компоненты, входящие в исследованные образцы ПС: сыр Гауда, вода, масло сливочное, сухое обезжиренное молоко, натриевая соль лимонной кислоты (*sodium citrate*). Процентный состав образцов ПС и значения реологических параметров при температурах от 65 до 95°C приведены в Приложении А. В таблице А.1 образцы ПС размещены по возрастанию коэффициента консистенции при 85°C . При такой температуре у образца ПС-1 параметр $K=0,412$; ПС-2 – $K=0,680$; ПС-3 – $K=1,554$; ПС-4 – $K=7,136$; ПС-5 – $K=7,456$.

Как было указано ранее, для заданного состава ПС реологические параметры являются некоторыми функциями температуры. В диссертационном исследовании был проведен анализ таких зависимостей по экспериментальным данным [88].

Большая часть установленных зависимостей аналогична (1.2). Например, на рисунке 1.9 представлена зависимость реологических параметров от температуры для образца ПС-5. Значения эмпирических коэффициентов в формулах (1.2), найденные с помощью МНК: $\theta=5,232$; $m_0=-0,646$; $m_1=0,00094$.

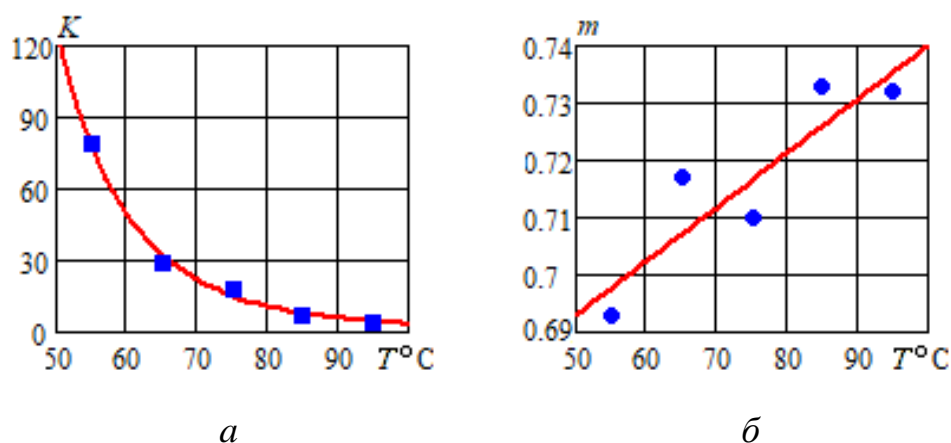


Рисунок 1.9 – Зависимость реологических параметров образца ПС-5 от температуры: *а* – зависимость K от температуры; *б* – зависимость m от температуры. Точки – экспериментальные данные [88]; линии – результат расчета по формулам (1.2)

На рисунке 1.9, *а* опытные точки очень близки к аппроксимирующей кривой; тогда как на рисунке 1.9, *б* наблюдается заметное отклонение, но оно связано не с погрешностью аппроксимации, а с разбросом экспериментальных точек.

Заметим, что увеличение температуры на рисунке 1.9, *а* привело к существенному падению значения K : от 29,4 при 65°C до 4,4 при 95°C. Аналогичное изменение K было установлено и у ПС «Городской» на рисунке 1.6, *а*. Увеличение же значения m на рисунке 1.9, *б* менее 6 %. Тогда как на рисунке 1.6, *б* диапазон изменений значения m гораздо больше (от 0,3 до 0,7). Эмпирическая константа m_1 у этих образцов ПС отличается на порядок: у ПС «Городской» $m_1=0,0118$, у ПС-5 $m_1=0,00094$.

Еще меньше изменяется величина m у образца ПС-2. По рисунку 1.10, *а* видно, K является убывающей функцией температуры, и может быть аппроксимирована показательной функцией, как и предложено выше. В

рассматриваемом случае величину m с учетом погрешностей измерения (на рисунке 1.10, б показаны специальным знаком) можно считать постоянной.

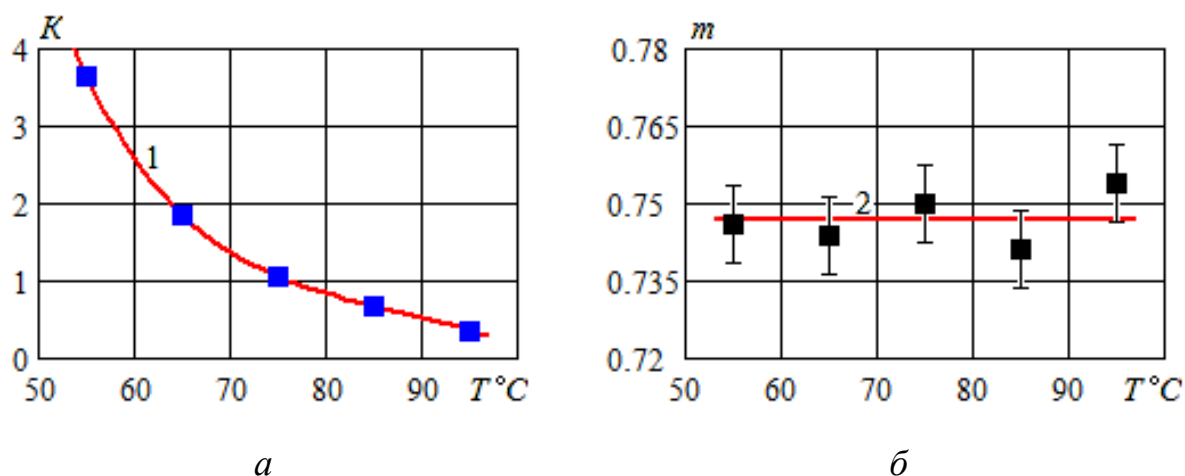


Рисунок 1.10 – Зависимость реологических параметров ПС-2 от температуры: *a* – зависимость K от температуры; *б* – зависимость m от температуры. Точки – экспериментальные данные [88],
 1 – аппроксимация зависимости K от температуры;
 2 – среднее значение m

Опубликованные результаты современных исследований ([12, 102, 110, 115] и др.), в целом, подтвердили ранее установленные реологические свойства ПС. Так в [12] с помощью вискозиметра Rheotest было исследовано влияние температуры и состава ПС на ЭДВ во время обработки и перед охлаждением продукта. В температурном диапазоне от 50 до 90°C ПС сохранял состояние жидкой эмульсии. На рисунке 1.11 показана зависимость ЭДВ ПС от ω при различных температурах, полученная в [12]. Результаты лабораторного исследования подтверждают свойства ПС, как псевдопластической жидкости ($m < 1$), которые можно описать с помощью степенной модели.

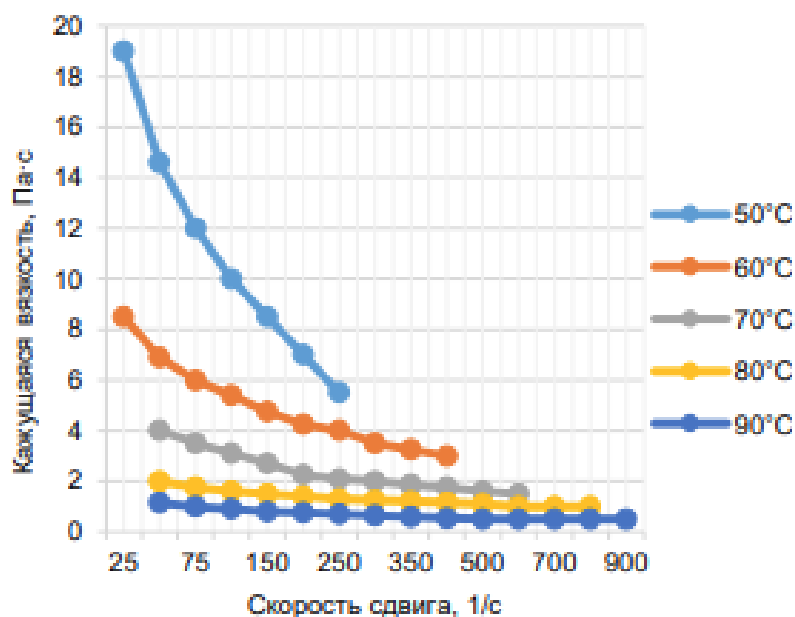


Рисунок 1.11 – Зависимость ЭДВ ПС от ω при различных температурах.

Рисунок взят из статьи [12]

Для исследования влияния вязкости ПС на рабочие характеристики КН необходимо получить зависимости реологических параметров не от градиента скорости ω , а от ЧВР n .

Классические реологические модели, описывающие поведение вязких жидкостей (включая степенные), предполагают наличие градиента угловой скорости ($d\Omega/dr \neq 0$) для возникновения сдвиговых деформаций. Однако в рабочей полости колесчатого насоса основной объем продукта движется как целое, что создает ситуацию, не описываемую стандартными подходами. В связи с этим вводится модельная гипотеза, касающаяся поведения ПС в рабочей полости КН.

В рабочей полости КН основной объем ПС перемещается вместе с вращающимися кулачками. В первом инженерном приближении такое движение можно рассматривать как квазитвердое вращение: угловая скорость всех точек продукта в пределах полости принимается одинаковой и равной угловой скорости ротора $\Omega = 2\pi n$.

Известно, что для сред с внутренней структурой (суспензии, эмульсии, гели) вращение как целое может создавать внутренние напряжения за счет ориентации

анизотропных элементов, даже при $d\Omega/dr=0$. ПС, являясь эмульсией жира в белковой матрице, может проявлять аналогичные эффекты.

Вращение пищевой массы как целого может сопровождаться внутренними напряжениями, обусловленными:

- градиентом линейной скорости $dv/dr=\Omega$, который создает различие в импульсах соседних слоев. В среде с внутренней структурой это различие приводит к ориентации и перестройке структурных элементов (жировых глобул, белковых агрегатов), что требует затрат энергии и сопровождается диссипацией;

- вязкоупругими свойствами: при вращении происходит накопление энергии и ее последующая диссипация, что может быть феноменологически описано через эффективную вязкость;

- пластическими эффектами: даже при отсутствии макроскопического течения в материале могут существовать внутренние напряжения, не превышающие предел текучести, которые влияют на энергетические затраты.

Важно отметить, что в ротационном вискозиметре типа «коаксиальные цилиндры» сдвиговые напряжения возникают именно благодаря наличию градиента угловой скорости ($d\Omega/dr \neq 0$). В предлагаемой гипотезе градиент линейной скорости ($dv/dr=\Omega$) выполняет аналогичную роль - он создает различие в скоростях соседних слоев, которое в структурированной среде приводит к диссипации энергии, сходной с диссипацией при сдвиговом течении.

На основании изложенного в настоящей работе принимается следующее феноменологическое допущение: эффективный градиент скорости сдвига в плавленом сыре при его вращении в межкулачковой полости насоса полагается пропорциональным частоте вращения ротора, а именно: $\omega_{\text{eff}} = dv/dr = \Omega = 2\pi n$.

Выбор множителя 2π соответствует переходу от частоты вращения n (об/с) к угловой скорости Ω (рад/с) и является естественным при отождествлении градиента линейной скорости с эффективным сдвигом. В принципе, возможно введение эмпирического коэффициента k , связывающего $\omega_{\text{eff}} = k \cdot n$, однако в отсутствие

экспериментальных данных для конкретного насоса принимается $k=2\pi$ как первое приближение.

Соответственно, эффективная динамическая вязкость и касательные напряжения рассчитываются по степенной модели Оствальда - де Вааля, широко используемой для описания реологии ПС (см. выражения (1.1)).

Заметим, что данное допущение является феноменологическим (модельным) и не выводится строго из принципов гидродинамики. Оно вводится для того, чтобы в инженерных расчетах системы «насос — трубопровод» учесть влияние частоты вращения ротора на энергетические затраты и гидравлическое сопротивление.

Допущение не описывает сдвиговые течения в узких зазорах насоса (между кулачками и корпусом), где реальные градиенты скорости могут быть на порядки выше. Оно относится только к основной массе продукта, переносимой в межкулачковых полостях.

Параметры K и m принимаются по результатам вискозиметрических измерений, выполненных в условиях реального сдвигового течения. Их использование в рамках предложенного допущения является оценочным.

Количественная погрешность предложенной модели не оценивалась ввиду отсутствия прямых экспериментальных данных для конкретных насосов и продуктов. При интерпретации результатов численного моделирования следует учитывать, что они являются приближенными и могут быть уточнены при проведении натурных испытаний.

Модель может быть использована для сравнительных оценок (например, при выборе насоса или оптимизации диаметра трубопровода), но не претендует на высокую точность. Например, при сравнении двух насосов с близкими рабочими объемами предлагаемая модель позволяет оценить, какой из них будет иметь меньшие удельные энергозатраты при заданном режиме. Абсолютные значения при этом могут несколько отличаться от реальных, но направление эффекта и относительная разница могут быть определены корректно (погрешность модели систематическая, т.е. одинаково влияет на оба насоса).

Принятое допущение позволяет замкнуть систему уравнений гидравлического расчета и перейти к определению рабочей точки насосной установки, что является одной из основных задач настоящей работы. Дальнейшее совершенствование модели должно идти по пути учета реальной гидродинамики в рабочих объемах насоса и экспериментальной верификации на конкретном оборудовании.

Далее полагаем $\omega \approx 2\pi n$. Тогда, поставив ω во вторую формулу (1.1), получим искомую зависимость.

$$\mu_E = K \cdot (2\pi n)^{m-1}. \quad (1.3)$$

Для удобства далее будем использовать безразмерную эффективную динамическую вязкость (БЭДВ) ПС, которая с учетом (1.2) может быть рассчитана по следующей формуле:

$$\bar{\mu} \equiv \mu_E / \mu_0 = K_0 / (\mu_0 \cdot T^0) \cdot (2\pi n)^{m-1}, \quad (1.4)$$

где μ_0 – динамическая вязкость воды при 20°C.

По формуле (1.4) БЭДВ ПС известного состава при перекачивании с помощью КН является некоторой функцией ЧВР и температуры: $\bar{\mu} = \Omega(n, T)$.

На рисунке 1.12 представлены результаты расчета зависимости БЭДВ образца ПС-2 от ЧВР при нескольких температурах (линии) в сравнении с экспериментальными точками. Видно, что согласие результатов расчетов с данными опытов вполне удовлетворительное. Формулы (1.1) и (1.4) могут быть использованы для учета влияния ЭДВ ПС на рабочие характеристики КН.

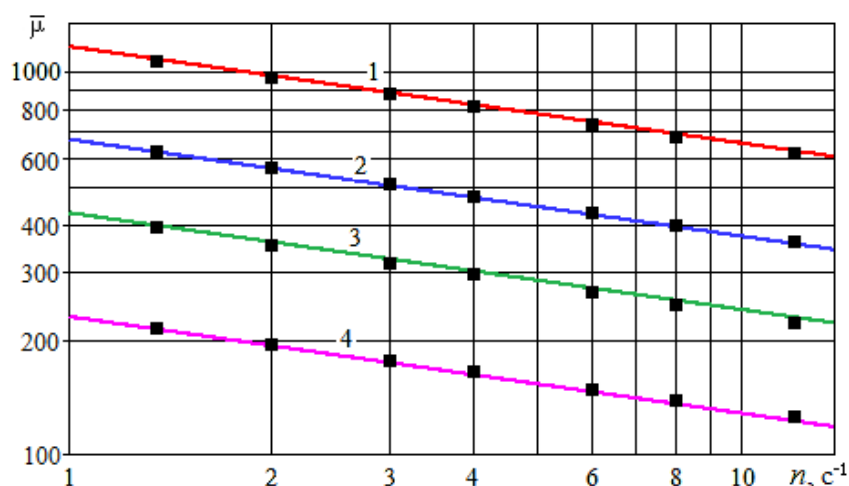


Рисунок 1.12 – Зависимость БЭДВ образца ПС-2 от ЧВР при разных температурах: 1 – 65°C; 2 – 75°C; 3 – 85°C; 4 – 95°C. Точки – экспериментальные данные [88]; линии – расчет по формуле (1.4)

Примеры расчета ЭДВ для отдельных образцов ПС при изменении температуры и ЧВР приведены на рисунке 1.13 и в таблице 1.1. Обратим внимание на то, что разные образцы ПС при одинаковых условиях могут иметь большое различие ЭДВ. Так по рисунку 1.13 при 85°C и $n = 6 \text{ c}^{-1}$ у ПС «Российский» $\mu_E = 3 \text{ Па}\cdot\text{с}$, а у ПС-5 ЭДВ примерно в четыре раза больше. В первую очередь, такое отличие связано с составом ПС, но может сказаться и различие в процессе обработки.

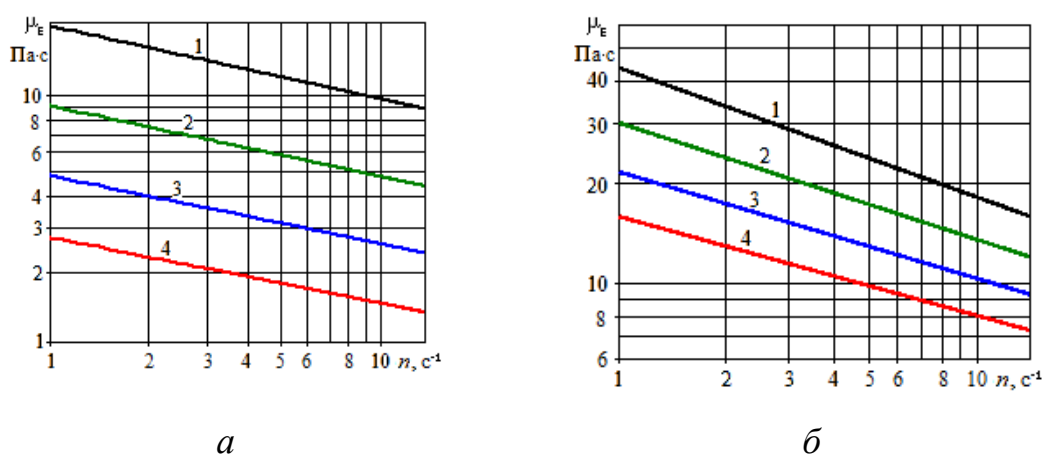


Рисунок 1.13 – ЭДВ образцов ПС от ЧВР при разных температурах; а – ПС-5 [88]; б– Российский [60]: 1 – 65°C; 2 – 75°C; 3 – 85°C; 4 – 95°C

Таблица 1.1 – ЭДВ (Па·с) ПС-1 при разных температурах и ЧВР

T°С	$n, \text{с}^{-1}$				
	5	7,5	10	12,5	15
65	1,223	1,128	1,066	1,021	0,985
75	0,551	0,502	0,478	0,461	0,447
85	0,275	0,250	0,241	0,233	0,227
95	0,145	0,137	0,132	0,129	0,126

В рассмотренных выше исследованиях авторы использовали ротационные вискозиметры для изучения реологических свойств различных сортов ПС при разных температурах. В каждом эксперименте использовался новый образец ПС. Этот подход, хотя и необходим для построения точных справочных данных, не учитывает реальных производственных условий. В промышленных условиях ПС подвергается длительному перемешиванию и транспортировке, что может привести к изменению вязкости.

В [102] было продемонстрировано существенное расхождение при определении ЭДВ ПС по лабораторным данным и в реальных производственных условиях. Полученные в лаборатории значения ЭДВ ПС оказались значительно ниже, чем те, которые наблюдаются в промышленном масштабе. Это различие обусловлено рядом факторов, не учитываемых в лабораторных экспериментах.

Во-первых, переход от небольших объемов исследуемых образцов ПС в лабораторном смесителе к промышленным масштабам неизбежно влечет за собой изменение условий тепло- и массообмена, что существенно влияет на реологические свойства ПС. Во-вторых, в лаборатории часто используют идеализированные условия, например, идеально перемешанную среду, в то время как в реальном производстве имеет место неравномерное распределение температуры и скорости сдвига. Кроме того, в [34] указано на крайне короткое время процесса (2-6 минут при 80-95°С), что является значительным упрощением.

В реальных производственных условиях продолжительность процесса может быть значительно дольше, в зависимости от требуемой степени полимеризации и других параметров. Это связано с необходимостью получения продукта с заданными свойствами. Более того, необходимо учитывать особенности используемого оборудования, такого как ротационный вискозиметр. Как отмечается в [30], его показания искажаются переходными процессами, особенно в пусковом режиме, когда происходит стабилизация скорости вращения ротора и формирование установившегося потока. Эти переходные процессы могут занимать значительное время и приводить к ошибочным измерениям вязкости, особенно в высоковязких системах.

В [98] был проведен анализ изменения ЭДВ образца ПС в зависимости от длительности обработки в модельной установке. Авторы установили несколько фазы изменений ЭДВ. Фаза инициирования: в начале процесса ЭДВ немного увеличивалась. Это может происходить из-за увеличения взаимодействий между молекулами или частицами, что приводит к образованию временных структур. После этого ЭДВ достигла стабильного значения около 1,0 Па·с. Некоторое время в процессе обработки система находилась в состоянии равновесия, ЭДВ не изменялась. Следующая экспоненциальная фаза I (после 85 мин): произошло резкое увеличение вязкости с 1,0 до 2,9 Па·с, что связано с изменениями в микроструктуре материала из-за дальнейшей агрегации частиц. Фаза плато: вязкость остается постоянной в течение примерно 50 минут, что может указывать на стабильное состояние системы, где изменения в структуре больше не происходят, или они компенсируются другими процессами, поддерживающими равновесие. Экспоненциальная фаза II: после фазы плато происходит еще одно резкое увеличение вязкости. Авторы [98] связывают с дальнейшими изменениями в структуре, такими как кристаллизация.

В лаборатории Калининградского государственного технического университета с помощью ротационного вискозиметра компании «Brookfield» RVDV-II+P, показанном на рисунке 1.14, с учетом требований [21] была выполнена

работа по исследованию изменения ЭДВ при условиях, моделирующих производственные [34]. В ходе экспериментальной работы был исследован Сливочный ПС бренда «Витако» из одной производственной партии. Для нагрева и поддержания заданной температуры образец ПС подвергался воздействию водяной бани (рисунок 1.15, *а*). По достижении стабильной температуры в образец ПС погружался шпindel типа RV6 (рисунок 1.15, *б*).

В ходе исследования было проведено несколько серий лабораторных экспериментов, моделирующих процесс производства в различных условиях. Первая серия экспериментов была посвящена определению ЭДВ ПС при снижении ЧВР вискозиметра (60, 30, 15 об/мин) при постоянной температуре. В последующих сериях экспериментов образец ПС подвергался длительному воздействию роторного вискозиметра в сочетании с охлаждением и нагреванием. Частота вращения ротора изменялась от 0,25 до 1,0 с⁻¹; температура от 74 до 130°C; время воздействия на образец ПС в вискозиметре Δt – от нуля до 32 минут.

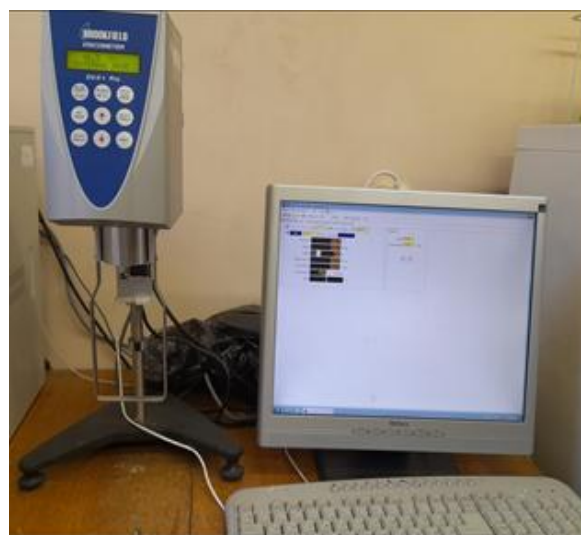
*а**б*

Рисунок 1.14 – Вид лабораторной измерительной системы:

а – вискозиметр «Brookfield» RVDV-II+P; *б* – вывод на монитор



а



б

Рисунок 1.15 – Проведение лабораторного эксперимента:
 а – нагревание ПС «водяной баней»; б – процесс измерения

В качестве базового было принято установившееся значение ЭДВ ПС μ_{z60} в первой серии опытов при температуре $T=74^\circ\text{C}$ и ЧВР $n_1 = 1 \text{ с}^{-1}$ (60 об/мин.).

Тогда относительная ЭДВ в i -том опыте будет:

$$\mu b_i = \mu_i / \mu_{z60} . \quad (1.5)$$

Учитывая, что величина сдвига ω прямо пропорциональна частоте вращения ротора, после логарифмирования обеих частей второго равенства (1.1), получим формулу расчета значения показателя m_i при фиксированной частоте n_i :

$$m_i = 1 + \frac{\ln(\mu b_i)}{\ln(n_i)} . \quad (1.6)$$

На рисунке 1.16 представлены результаты первого этапа исследований. Как и следует из физических закономерностей, ЭДВ ПС возрастает по мере уменьшения ЧВР (при постоянной температуре и времени воздействия Δt).

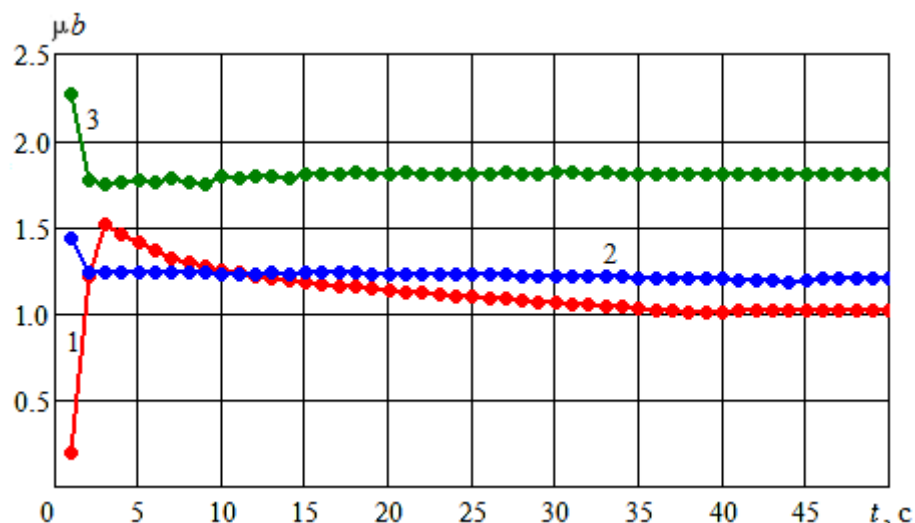


Рисунок 1.16 – Изменение относительной ЭДВ в первой серии опытов ($T=74^{\circ}\text{C}$): 1 – $n=60$ об/мин.; 2 – $n=40$ об/мин.; 3 – $n=20$ об/мин

Рисунок 1.16 и результаты последующих измерений подтверждают необходимость учета переходных процессов в высоковязких средах.

Расчет по формуле (1.6) позволил найти среднее значение показателя неньютоновского поведения исследуемого образца ПС при $T=74^{\circ}\text{C}$: $m = 0,524$.

На рисунках 1.17 и 1.18 представлена часть результатов второй серии опытов. Первоначально образец ПС был нагрет до высокой температуры, далее он постепенно остывал во время вращения ротора.

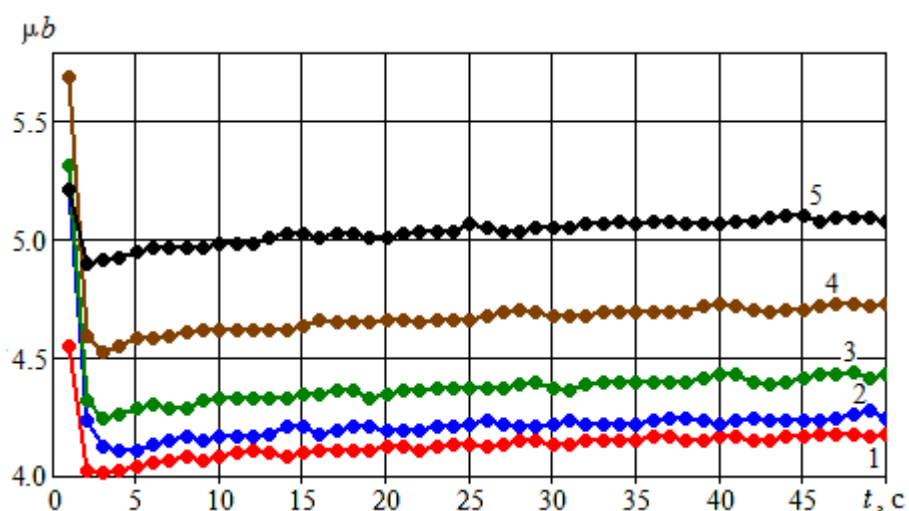


Рисунок 1.17 – Изменение относительной ЭДВ ПС при $n=0,25\text{ с}^{-1}$:
 1 – $\Delta t=20$ мин., $T=130^{\circ}\text{C}$; 2 – $\Delta t=23$ мин., $T=115^{\circ}\text{C}$; 3 – $\Delta t=26$ мин., $T=111^{\circ}\text{C}$;
 4 – $\Delta t=29$ мин., $T=103^{\circ}\text{C}$; 5 – $\Delta t=32$ мин., $T=98^{\circ}\text{C}$

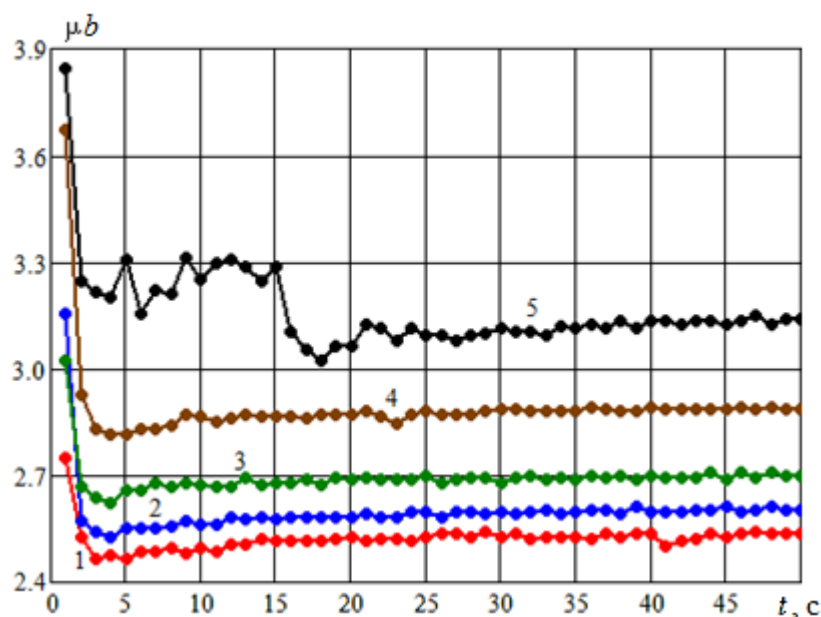


Рисунок 1.18 – Изменение относительной ЭДВ при $n = 0,5 \text{ с}^{-1}$:

1 – $\Delta t = 19$ мин., $T = 130^\circ\text{C}$; 2 – $\Delta t = 22$ мин., $T = 115^\circ\text{C}$; 3 – $\Delta t = 25$ мин., $T = 111^\circ\text{C}$;

4 – $\Delta t = 28$ мин., $T = 103^\circ\text{C}$; 5 – $\Delta t = 31$ мин., $T = 98^\circ\text{C}$

Результаты проведенных опытов подтвердили известные закономерности: ЭДВ ПС возрастает при понижении температуры и скорости сдвига. Кроме того, установлена зависимость увеличения ЭДВ ПС с возрастанием времени воздействия, что связано с изменением структуры материала. Этот результат качественно согласуется с выводами [98].

1.4 Выводы по главе

Результаты проведенного анализа научных публикаций показали, что вопросы, касающиеся гидравлического расчета систем транспортирования ПС с учетом их реологических свойств и характеристик насосного оборудования, остаются недостаточно изученными. Проблема повышения эффективности использования насосного оборудования при межоперационном транспортировании ПС является весьма актуальной.

Наиболее подходящими для подачи ПС являются КН, так как они не нарушают структуру продукта. Большой объем исследований КН, выполненный разными научными группами, касается, главным образом, усовершенствования КН на стадии, предшествующей проектированию новых агрегатов. Повышению эффективности использования серийно выпускаемых КН посвящено всего несколько публикаций. Применительно к подаче ПС с помощью КН научные публикации отсутствовали до настоящего времени.

Отдельные зарубежные компании такие как, немецкий концерн KSB [101], американская корпорация SPX FLOW Waukesha Cherry-Burrell [123], компания из Нидерландов Pomac Industries Group [116], а также Dixon Sanitary [113] публикуют обширные отчеты с результатами заводских тестов, включающие испытания при разных показателях вязкости перекачиваемых сред, ЧВР и изменении перепада давления. Однако анализ общих закономерностей по результатам испытаний отсутствует. Кроме того, указанные результаты испытаний непосредственно можно использовать только для ньютоновских жидкостей, так как в них не учитывается зависимость вязкости перекачиваемой среды от ЧВР. Тогда как ПС является неньютоновской жидкостью, что необходимо учитывать при анализе рабочих характеристик КН.

Реологические свойства ПС хорошо описываются известной степенной моделью. Реологические параметры ПС m и K зависят, в первую очередь, от состава продукта и его температуры. Причем K во всех исследованных случаях является убывающей функцией температуры. Тогда как величина m имеет тенденцию к возрастанию, но для отдельных образцов ПС не зависит от температуры в исследованном диапазоне. Кроме того, необходимо учитывать производственные условия изготовления ПС, включая продолжительность и степень воздействия.

В связи с этим, сформулирована цель диссертационной работы: разработка методики гидравлического расчёта систем трубопроводного транспортирования плавленых сыров коловратными насосами с учетом реологических свойств продукта и эксплуатационных характеристик оборудования.

Объект исследования: процесс трубопроводного транспортирования плавленых сыров.

Предмет исследования: гидравлические и энергетические характеристики системы транспортирования плавленого сыра.

Для достижения поставленной цели были сформулированы основные задачи:

1. Провести анализ процесса трубопроводного транспортирования плавленых сыров;
2. Выполнить обработку и анализ результатов испытаний коловратных насосов компаниями-производителями; на основе полученных эмпирических данных разработать математические модели рабочих характеристик;
3. Сравнить производительность и энергетическую эффективность коловратных насосов разных компаний при перекачивании плавленых сыров;
4. Разработать методику и алгоритм гидравлического расчёта системы межоперационного транспортирования плавленых сыров;
5. С помощью компьютерного моделирования исследовать влияние различных факторов на производительность и энергетическую эффективность систем транспортирования плавленых сыров.

ГЛАВА 2 АНАЛИЗ И АППРОКСИМАЦИЯ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛОВРАТНЫХ НАСОСОВ

2.1 Нагрузочные характеристики колловратных насосов

Одним из главных показателей работы КН, как и других насосов, является подача Q (объемный расход), который в технической документации, называют производительностью КН, выражают в л/с, л/мин или м³/час. Нагрузочной характеристикой объемных насосов принято назвать зависимость между подачей Q и перепадом давления (ПД) P . Кроме того, подача КН зависит от частоты вращения ротора (ЧВР) n и динамической вязкости (ДВ) μ перекачиваемой жидкости.

Первоначально выпускались КН с фиксированной ЧВР. Компании, производители КН, указывали в технической документации Q при данной величине ЧВР, одном-двух значениях ДВ при предельно допустимом давлении, либо при так называемом, «рабочем давлении». Это приводило к большим погрешностям при проектных расчетах систем подачи вязких жидкостей с помощью КН.

В современных КН имеется возможность изменения ЧВР, что положительно сказалось на расширении диапазона условий применения КН. Тем не менее, недостаточность данных о производительности КН в технической документации остается актуальной проблемой. Например, ОАО «Брестмаш» [55] сообщает лишь номинальные параметры производимых КН: ПД предельный 0,25 МПа, ПД номинальный 0,2 МПа; подача при номинальном режиме; номинальная мощность и ЧВР. Правда, предлагает оснастить КН частотным преобразователем. Никаких данных о влиянии вязкости перекачиваемой жидкости на производительность не приводится.

В руководстве по эксплуатации [56] для насоса KB-0,7/18 приведен экспериментальный график зависимости подачи от ЧВР, но лишь при максимально

допустимом ПД $P = 1,8$ МПа, полученный на одной высоковязкой жидкости – патоке с коэффициентом кинематической вязкости $\nu=20$ тыс. сСт.

Ряд компаний разместили на своих Интернет-ресурсах [101, 113, 116, 123] результаты измерений производительности своих агрегатов при различных значениях P , n и μ (или ν). Результаты испытаний приведены в графической форме, для их продуктивного использования необходимо корректное математическое описание.

Рассмотрим два подхода к математическому описанию зависимости производительности КН от ЧВР, перепада давления и безразмерной динамической вязкости (БДВ). В первом подходе в качестве базовых воспользуемся характеристиками, полученными в испытаниях КН на воде в форме графиков зависимостей Q от n .

Результаты испытаний LP WCB RF-024 (Приложение Д) на воде при 20°C показаны на рисунке 2.1 точками. Причем подача КН Q переведена из грт (галлоны в минуту) в $\text{дм}^3/\text{с}$, ЧВР n – из грт (обороты в минуту) в $\text{об}/\text{с}$ (с^{-1}).

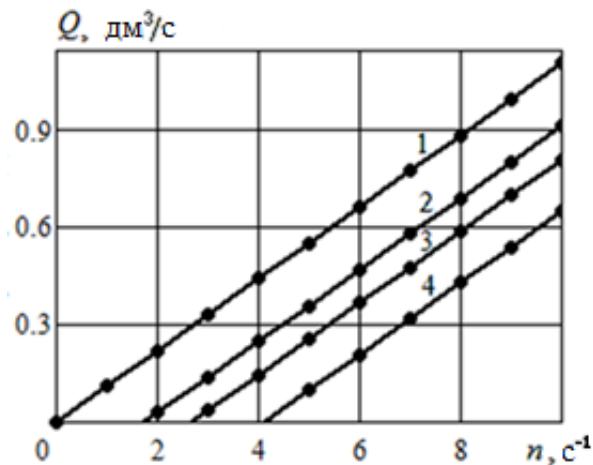


Рисунок 2.1 – Зависимость производительности LP WCB RF-024 от ЧВР при перекачивании воды: 1 – $P=0$; 2 – $P=172,4$ кПа; 3 – $P=345,7$ кПа; 4 – $P=689,5$ кПа.

Точки – данные испытаний [123]; линии – расчет по формулам (2.1), (2.3)

По рисунку 2.1 зависимость подачи воды Q_w от n линейная, она может быть рассчитана по формуле:

$$Q_w \equiv f_w(n, p) = V \cdot [n - n_{w0}(p)], \quad (2.1)$$

где V – объем воды, перекачиваемой за один оборот при нулевом перепаде давления, дм^3 ; n – ЧВР, с^{-1} ; n_{w0} – минимально необходимая частота (МН ЧВР) для начала перекачивания воды, с^{-1} ; $p = \Delta P/P_A$ – безразмерный перепад давления (БПД); P_A – атмосферное давление, Па.

По рисунку 2.1 наибольшая (теоретическая) производительность Q_T достигается на воде при отсутствии ПД ($P = 0$, линия 1):

$$n_{w0}(0) = 0, \quad Q_T = f_w(n, 0) = V \cdot n. \quad (2.2)$$

Увеличение P приводит к падению производительности. Прямые линии на рисунке 2.1 параллельны. Это означает, что V в формуле (2.1) не зависит от перепада давления. Этот параметр КН указывается в технической документации. Например, у насоса LP WCB RF-024 $V = 0,10 \text{ дм}^3$.

На рисунке 2.2 представлена, найденная по рисунку 2.1, зависимость МН ЧВР от БПД. Видно, что эта зависимость нелинейная, она может быть аппроксимирована формулой:

$$n_{w0} = B \cdot p^\beta, \quad (2.3)$$

где эмпирические константы, найденные с помощью МНК для LP WCB RF-024, такие: $\beta = 0,619$; $B = 1,246 \text{ с}^{-1}$. Индекс детерминации, даже скорректированный с учетом малого числа экспериментальных точек, весьма высок, равен 0,998.

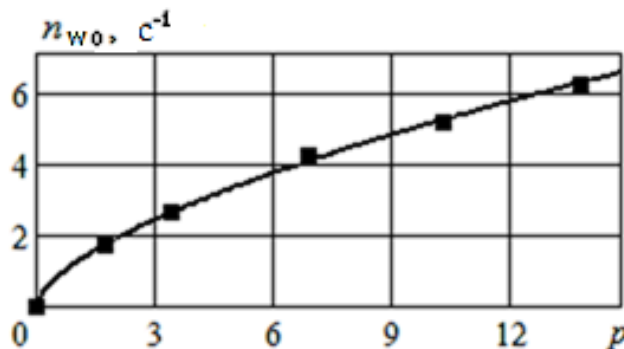


Рисунок 2.2 – Минимальная ЧВР LP WCB RF-024, необходимая для начала подачи воды. Точки – данные опытов [123]; линия – расчет по формуле (2.3)

Видно, что результаты расчета по формулам (2.1), (2.3) очень хорошо согласуются с экспериментальными данными на рисунке 2.1. Столь же хорошие

результаты получаются при расчете подачи воды по указанным формулам и для других КН [116, 123].

В [123] приведены результаты испытаний КН при изменении перепада давления и вязкости перекачиваемой жидкости (Приложение Д). Увеличение вязкости жидкости приводит к снижению утечек через зазоры между кулачками и повышению производительности КН. Причем $Q \rightarrow Q_T$ при росте БДВ $\bar{\mu} = \mu/\mu_0$, где μ , μ_0 – динамическая вязкость перекачиваемой жидкости и воды при 20°C, соответственно. Аналогичный результат был получен в испытаниях [101, 113, 116]. Указанный эффект может быть описан следующей формулой:

$$Q = f(n,0) - (f(n,0) - f(n,p)) \cdot \varphi(\bar{\mu}), \quad (2.4)$$

где $\varphi(\bar{\mu})$ – некоторая убывающая функция, обладающая следующими свойствами:

$$\varphi(1) = 1; \bar{\mu} \rightarrow \infty \Rightarrow \varphi(\bar{\mu}) \rightarrow 0$$

Идея (2.4) заключается в следующем: с одной стороны, при $\bar{\mu} = 1$ (вода) после раскрытия скобок получим $Q = f_w(n, p)$; с другой стороны, при очень большой величине БДВ ($\bar{\mu} \rightarrow \infty$) $f(n, p, \bar{\mu}) = V \cdot n$. Такими свойствами обладают, в частности, функции $\varphi(\bar{\mu}) = 1/\bar{\mu}^\gamma$. Подставляя $\varphi(\bar{\mu})$ в формулу (2.4), получим

$$Q \equiv f(n, p, \bar{\mu}) = f_w(n, 0) - [f_w(n, 0) - f_w(n, p)]/\bar{\mu}^\gamma, \quad (2.5)$$

где γ – эмпирический показатель влияния вязкости жидкости на производительность КН.

Наибольший индекс детерминации для LP WCB RF-024 (0,978) был получен при значении $\gamma = 0,50$. По рисунку 2.3 видно, что результаты расчета по формуле (2.5) хорошо согласуются с экспериментальными данными.

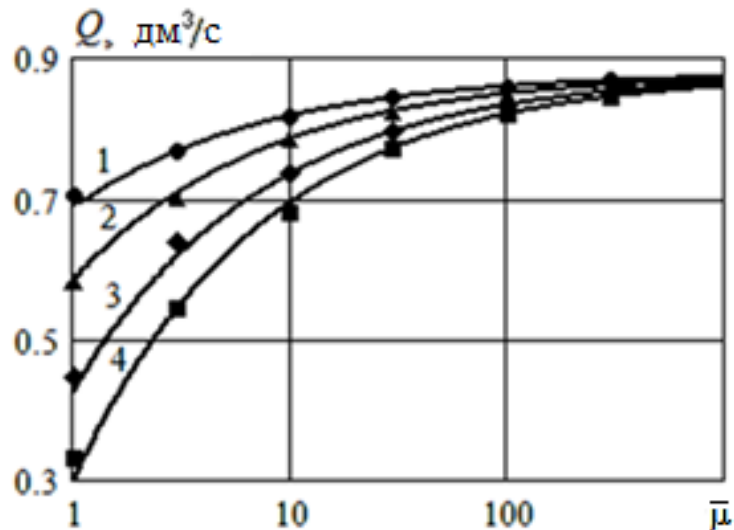


Рисунок 2.3 – Зависимость производительности LP WCB RF-024 от БДВ жидкости при $n=8 \text{ с}^{-1}$ и различных перепадах давления: 1 – $P = 172,4 \text{ кПа}$; 2 – $P = 345,7 \text{ кПа}$; 3 – $P = 689,5 \text{ кПа}$; 4 – $P = 1034 \text{ кПа}$. Точки – данные испытаний [123]; линии – расчет по формуле (2.5)

Для гидравлического расчета системы транспортирования жидких пищевых продуктов необходимы графики производительности в координатах $(Q-p)$. Они без труда строятся по формуле (2.5). Например, на рисунке 2.4 при небольшой вязкости подача КН заметно снижается с увеличением БПД (линии 1 и 2). Но при $\bar{\mu} > 300$ производительность LP WCB RF-024, практически, не зависит от перепада давления. Она равна теоретической производительности Q_T .

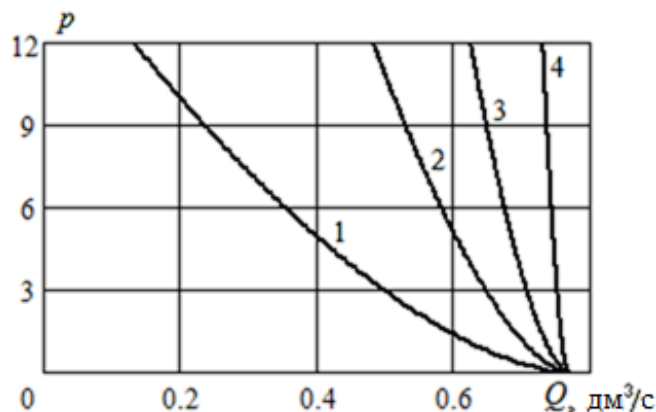


Рисунок 2.4 – Связь между производительностью LP WCB RF-024 и безразмерным перепадом давления при $n = 7 \text{ с}^{-1}$ и различной вязкости жидкости: 1 – $\bar{\mu} = 1$ (вода); 2 – $\bar{\mu} = 5$; 3 – $\bar{\mu} = 20$; 4 – $\bar{\mu} = 300$

Аналогичные испытания были проведены компанией Romac Pumps [116] (Приложение Е). По результатам испытаний компания-производитель предлагает рассчитывать подачу КН серии PLP так:

$$Q = Q_T - Q_L, \quad Q_T = V \cdot n, \quad (2.6)$$

где Q_T – теоретическая подача при ЧВР n ; Q_L – поправка, уменьшение подачи, зависящее от БПД и БДВ.

В диссертационном исследовании была подобрана функция для аппроксимации этой поправки:

$$Q_L = (a_0 + a_1 \ln \bar{\mu} + a_2 \ln^2 \bar{\mu}) \cdot \bar{\mu}^\alpha, \quad (2.7)$$

где эмпирические коэффициенты для PLP 1-1.5, найденные с помощью МНК:

$$a_0 = 0,267 \text{ дм}^3/\text{с}; \quad a_1 = -0,0615 \text{ дм}^3/\text{с}; \quad a_2 = 0,0028 \text{ дм}^3/\text{с}; \quad \alpha = 0.50.$$

Тогда формула для расчета производительности КН линейки PLP примет вид:

$$Q = V \cdot n - (a_0 + a_1 \ln \bar{\mu} + a_2 \ln^2 \bar{\mu}) \cdot \bar{\mu}^\alpha, \quad (2.8)$$

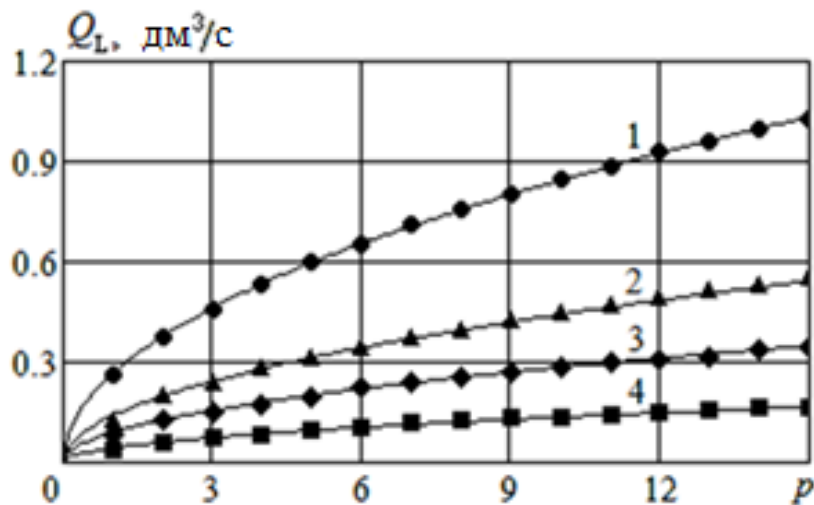


Рисунок 2.5 – Поправка к производительности Romac PLP 1-1.5.

Точки – данные испытаний [116]; линии – результаты расчета по формуле (2.7)

На рисунке 2.6 по формуле (2.8) построены графики, аналогичные рисунку 2.4. Обратим внимание на качественное сходство рисунков 2.4 и 2.6. Следовательно, формула (2.5) может быть использована для расчета производительности не только насосов WCB, но и PLP.

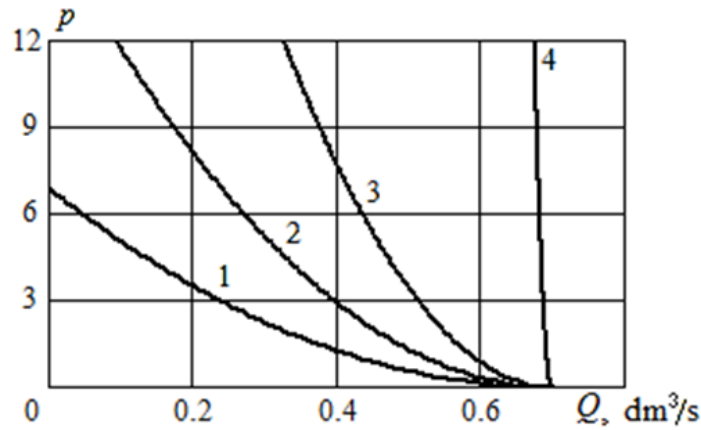


Рисунок 2.6 – Связь между производительностью РЛР 1-1.5 и БПД при $n = 7 \text{ с}^{-1}$ и различной вязкости жидкости: 1 – $\bar{\mu} = 1$ (вода); 2 – $\bar{\mu} = 5$; 3 – $\bar{\mu} = 20$; 4 – $\bar{\mu} = 300$

На рисунке 2.7 производительность КН Ромас РЛР 1-1 рассчитана по формуле (2.5) при значении эмпирической константы $\gamma = 0,40$. Наблюдается хорошее согласие результатов расчетов с экспериментальными данными (индекс детерминации 0,99). Меньшее значение γ указывает на то, что у насосов серии РЛР влияние вязкости жидкости на производительность несколько слабее, чем у насосов серии WCB.

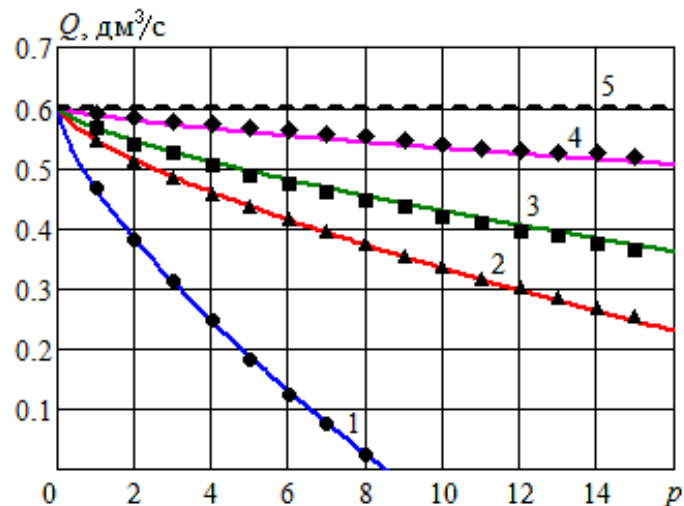


Рисунок 2.7 – Связь производительности и БПД КН Ромас РЛР 1-1 при $n = 10 \text{ с}^{-1}$ и различной вязкости жидкости: 1 – $\bar{\mu} = 1$ (вода); 2 – $\bar{\mu} = 10$; 3 – $\bar{\mu} = 30$; 4 – $\bar{\mu} = 300$; 5 – $\bar{\mu} \rightarrow \infty$. Точки – данные испытаний [116]; линии – расчет по формуле (2.5)

Таким образом, производительность КН линейно зависит от ЧВР. Увеличение БПД приводит к падению производительности, а увеличение БДВ – к росту. Но при достижении определенного значения БДВ (в рассмотренных КН $\bar{\mu} > 300$) производительность больше не увеличивается, становится равной своему теоретическому значению. При указанных высоких значениях БДВ перепад давления, практически, не влияет на производительность КН.

Форма представления результатов измерений производительности пищевых КН серии Vitalobe [101] (Приложение Ж) похожа на форму представления [123], но более удобна для использования. Подробнее ее рассмотрим по рисунку 2.8.

Левая часть графика на рисунке 2.8 соответствует перекачиванию воды. Линии в этой части графика параллельны. Значит, что объем воды V , перекачиваемой за один оборот, не зависит от БПД. Увеличение БПД приводит к уменьшению подачи (линии 1-10). Но возрастание вязкости жидкости влечет возрастание подачи КН. Этот эффект на рисунке 2.8 учитывается корректировкой в правой верхней части. Например, на воде ($\bar{\mu}=1$) при $p = 6$ зависимость Q от n на графике описывается прямой линией 6. Пусть КН перекачивает жидкость с вязкостью 30 сПз ($\bar{\mu}=30$). Найдем пересечение соответствующей ломаной линии 6 и отрезка в правой верхней части графика – точку А. Стрелка показывает, что в данном случае графиком зависимости Q от n будет прямая линия 3.

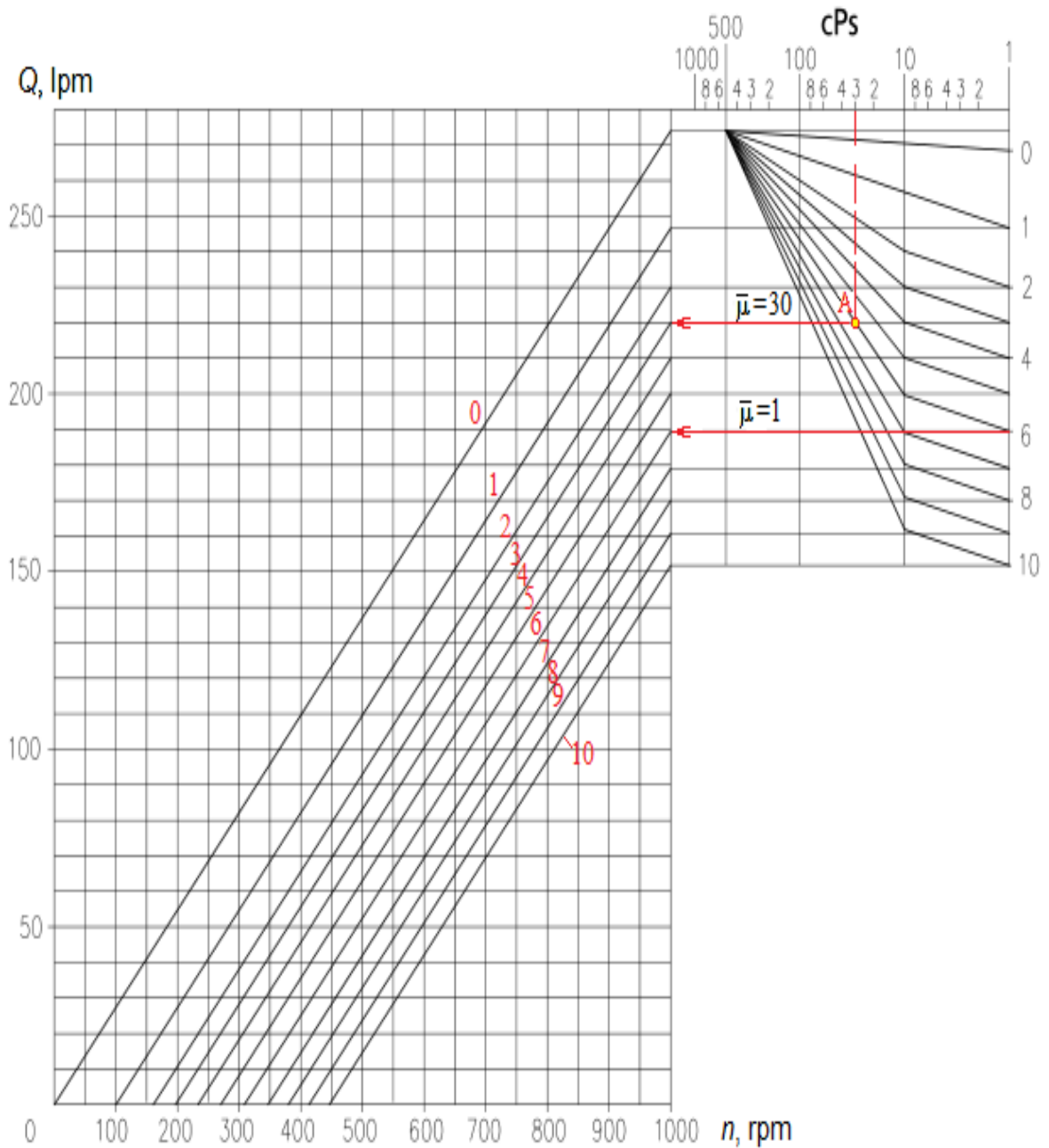


Рисунок 2.8 – Зависимость подачи коловратного насоса Vitalobe-215 от ЧВР при различных значениях БПД и КДВ. Основа рисунка – Приложение Ж.

0 – $p=0$; 1 – $p=1$; 2 – $p=2$; 3 – $p=3$; 4 – $p=4$; ... 10 – $p=10$;

Единицы измерения: lpm – литры в минуту, rpm – обороты в минуту

Заметим, что на рисунке 2.8 не учитывается возможность изменения БДВ при варьировании ЧВР. Поэтому непосредственно использовать рисунок 2.8 можно только для ньютоновских жидкостей.

Рассмотрим второй подход к моделированию подачи КН, в котором в качестве основы принимается нагрузочная характеристика высоковязких сред:

$$Q = F(n, p, \bar{\mu}) = V \cdot (n - n_0), \quad (2.9)$$

где n_0 – МН ЧВР для начала подачи произвольной жидкости, а не n_{w0} для воды, как в формуле (2.1).

Была выдвинута гипотеза, что функция для n_0 может быть представлена так:

$$n_0 \equiv \Psi(p, \bar{\mu}) = B \cdot p^\alpha. \quad (2.10)$$

Для определенности воспользуемся данными испытаний КН Vitalobe-100 [101]. Было проведено сравнение экспериментальных данных МН ЧВР и результатов расчетов по формуле (2.10). Оказалось, что величину α можно считать константой C при $\bar{\mu} > 10$; до этого α является возрастающей линейной функцией от логарифма БДВ: $\bar{\mu}$, как показано на рисунке 2.9а:

$$\alpha \equiv \varphi(\bar{\mu}) = \begin{cases} \alpha_0 + \alpha_1 \cdot \lg \bar{\mu}, & \text{при } \bar{\mu} \leq 10 \\ C, & \text{при } \bar{\mu} > 10. \end{cases} \quad (2.11)$$

где эмпирические константы для Vitalobe-100: $\alpha_0 = 0,413$; $\alpha_1 = 0,157$; $C = 0,57$.

Следовательно, при подаче ПС с помощью КН можно принять $\alpha = C = \text{const}$.

Величина B в исследованном диапазоне БДВ оказалась убывающей линейной функцией от логарифма $\bar{\mu}$, как показано на рисунке 2.9b:

$$B \equiv \psi(\bar{\mu}) = B_0 - B_1 \lg \bar{\mu}, \quad (2.12)$$

где эмпирические константы для Vitalobe-100 равны: $B_0 = 12,364 \text{ с}^{-1}$; $B_1 = 4,538 \text{ с}^{-1}$.

По рисунку 2.9 согласие результатов расчетов по формулам (2.11), (2.12) с экспериментальными точками вполне удовлетворительное.

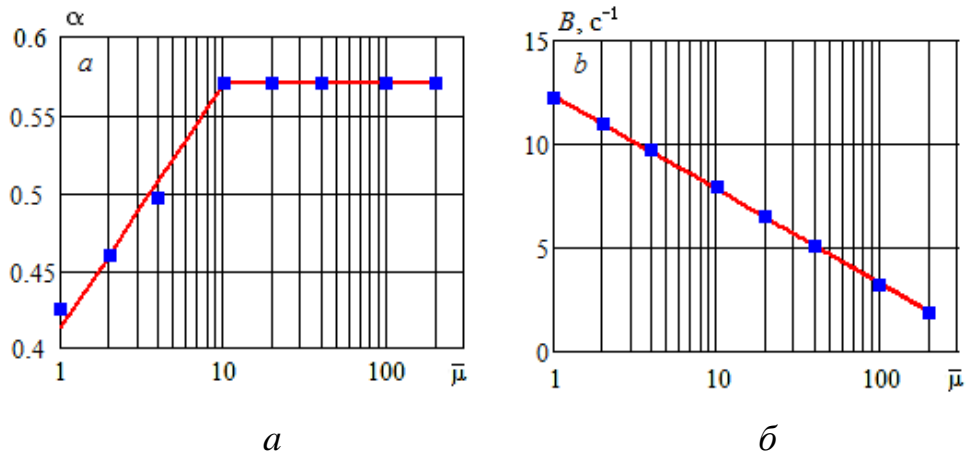


Рисунок 2.9 – Эмпирические функции к формуле (2.10) для Vitalobe-100: a – показатель степени; b – коэффициент. Точки получены на основе экспериментальных данных [101], линии – расчет по формулам (2.11), (2.12)

На рисунке 2.10 представлено сравнение результатов расчета по формуле (2.9) с учетом (2.10)-(2.12) с данными испытаний Vitalobe-100 [101]. Индекс детерминации получился очень высоким $R^2 = 0,998$. Если же полагать α и B константами, то индекс детерминации будет менее 0,8.

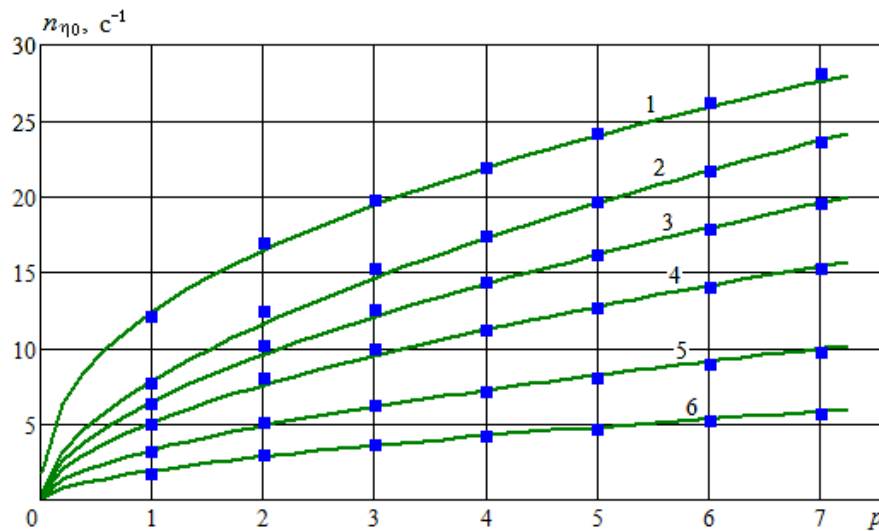


Рисунок 2.10 – Зависимость минимального значения ЧВР Vitalobe-100, при котором начинается перекачивание жидкости, от БПД при варьировании БДВ:

$$1 - \bar{\mu}=1; 2 - \bar{\mu}=10; 3 - \bar{\mu}=20; 4 - \bar{\mu}=40; 5 - \bar{\mu}=100; 6 - \bar{\mu}=200.$$

Точки – данные испытаний Vitalobe-100 [101]; линии – результаты расчета

На рисунках 2.11 и 2.12 представлено сравнение результатов расчета подачи КН Vitalobe-100 с экспериментальными данными. Некоторое отклонение экспериментальных точек от расчетных линий наблюдается лишь при сравнительно небольших значениях БДВ (линия 1).

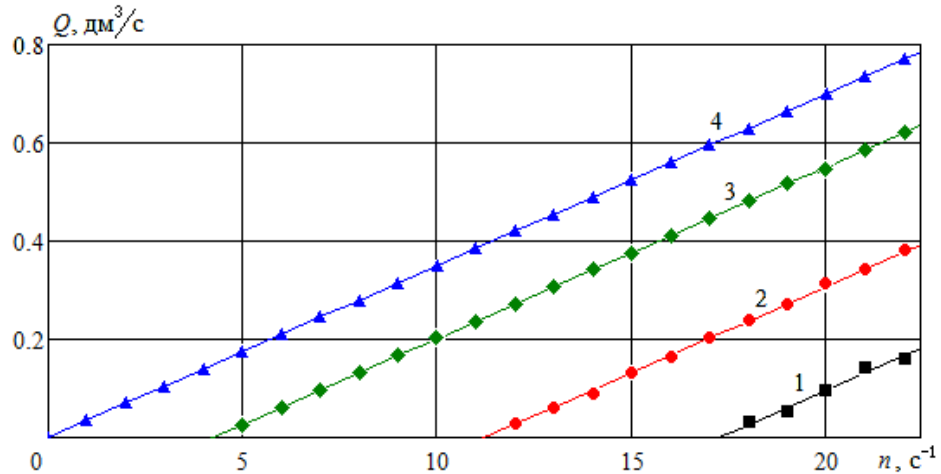


Рисунок 2.11 – Зависимость подачи КН Vitalobe-100 от ЧВР при $p=4$ и различных значениях БДВ: 1 – $\bar{\mu}=10$; 2 – $\bar{\mu}=40$; 3 – $\bar{\mu}=200$; 4 – $\bar{\mu}=600$. Точки – экспериментальные данные [101]; линии – результаты расчета

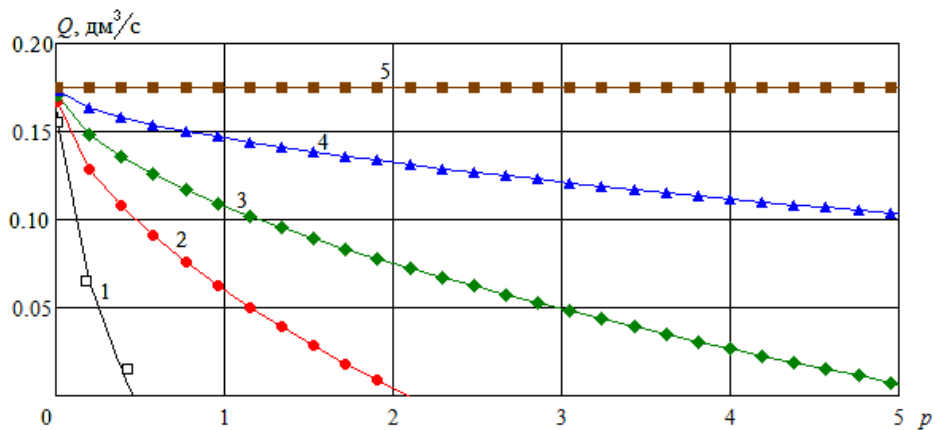


Рисунок 2.12 – Зависимость подачи КН Vitalobe-100 от БПД при $n=5 \text{ с}^{-1}$ и различных значениях БДВ: 1 – $\bar{\mu}=10$; 2 – $\bar{\mu}=40$; 3 – $\bar{\mu}=200$; 4 – $\bar{\mu}=350$; 5 – $\bar{\mu}=600$. Точки – экспериментальные данные [101]; линии – результаты расчета

Возможность применения второго подхода к моделированию подачи КН была проверена с использованием результатов испытаний агрегатов китайского производства [89].

В таблице 2.1 представлены технические параметры КН серии TUL [89] с двухкулачковым ротором типа «бабочка» (V – объем подачи жидкости за один оборот ротора, D – диаметр входа/выхода, Δn – рекомендуемый диапазон ЧВР, Q_{max} , P_{max} – максимальная подача и перепад давления, соответственно).

Таблица 2.1 – Технические параметры КН серии TUL [89]

Марка КН	V	D	P_{max}	Q_{max}	Δn
	дм ³	мм	МПа	м ³ /час	об/мин.
TUL-20	0,12	25	1,5	5,0	50-450
TUL-25	0,24	50	1,5	10,1	50-450
TUL-55	0,55	65	1,2	16,5	50-350
TUL-80	1,41	80	1,5	42,4	50-350
TUL-100	1,81	100	1,0	54,4	50-350
TUL-125	2,30	125	1,0	69,1	50-350

У насосов линейки TUL зазоры увеличены по сравнению с аналогичными КН других производителей. Так зазоры TUL-125 позволяют перекачивать жидкости с «мягкими» частицами размером до 40 мм [89].

По таблице 2.1 видно, что КН серии TUL имеют максимальную подачу от 5 до 69 м³/час (1,39-19,17 дм³/с). В качестве примера рассмотрим нагрузочную характеристику TUL-125 с большой производительностью.

На рисунке 2.13 результаты расчета по формуле (2.9) хорошо согласуются с данными заводских испытаний [89]. Зависимость Q от n – линейная; минимальная ЧВР n_0 растет с увеличением перепада давления.

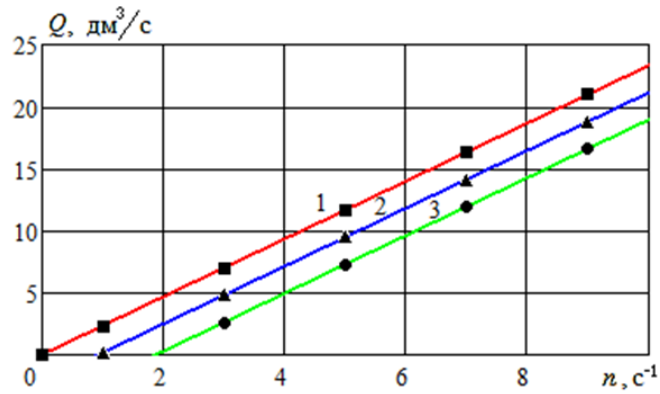


Рисунок 2.13 – Зависимость подачи TUL-125 от ЧВР при $\bar{\mu}=1000$ и разных БПД: 1 – $p = 0$; 2 – $p = 4$; 3 – $p = 8$. Точки – данные испытаний [89]; линии – расчет по формуле (2.9)

Как и ранее, была подобрана эмпирическая функция $n_0 = \Psi(p, \bar{\mu})$ такая, чтобы результаты расчетов соответствовали экспериментальным данным. По рисунку 2.14 экспериментальные значения n_0 прямо пропорциональны p :

$$\Psi(p, \bar{\mu}) = p \times Z(\bar{\mu}). \quad (2.14)$$

Зависимость коэффициента пропорциональности БДВ в формуле (2.14) в исследованном диапазоне хорошо описывается эмпирической формулой:

$$Z = Z_0 / \bar{\mu}^z, \quad (2.15)$$

где для TUL-125 значения эмпирических констант $Z_0 = 20,37$; $z = 0,625$.

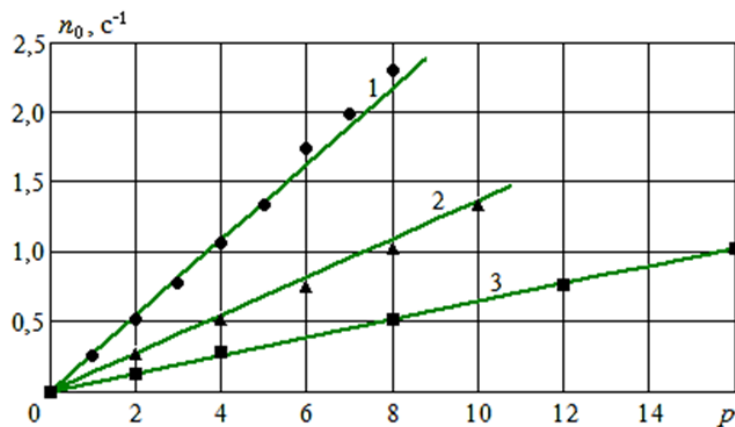


Рисунок 2.14 – Зависимость минимальной ЧВР начала перекачивания жидкости от БПД при различных значениях БДВ: 1 – $\bar{\mu} = 1000$; 2 – $\bar{\mu} = 3000$; 3 – $\bar{\mu} = 10000$.

Точки – данные испытаний TUL-125 [89]; линии – расчет по формуле (2.14)

По рисунку 2.15 зависимость Z от БДВ представляет собой прямую в логарифмических координатах: $\ln(Z) = \ln(Z_0) - z \times \ln(\bar{\mu})$.

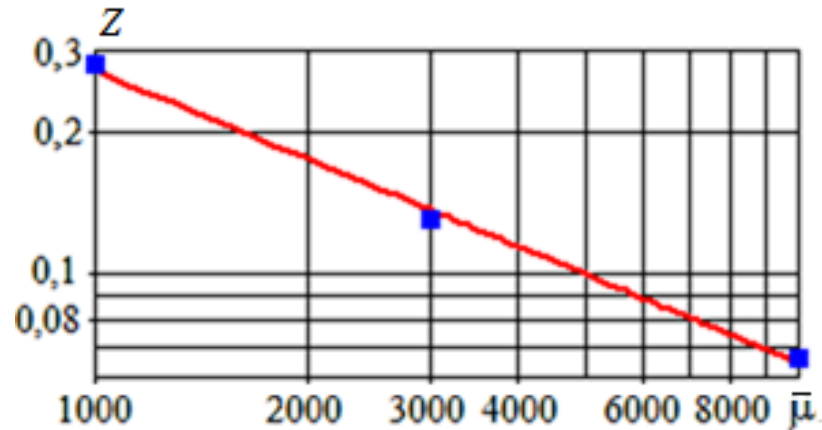


Рисунок 2.15 – Зависимость Z от БДВ. Точки – данные испытаний [89]; линия – расчет по формуле (2.15)

Следовательно, с учетом (2.14) и (2.15) формулу для расчета подачи КН TUL-125 можно записать так:

$$Q = V \cdot [n - p \times Z_0 / \bar{\mu}^z], \quad (2.16)$$

На рисунке 2.16 представлено сравнение экспериментальных данных с результатами расчета по формуле (2.16). Хорошее согласие получилось при $\bar{\mu}=3000$ и 10000, а при $\bar{\mu} = 1000$ экспериментальные точки лежат несколько ниже расчетной линии. При меньших значениях $\bar{\mu}$ это расхождение увеличивается.

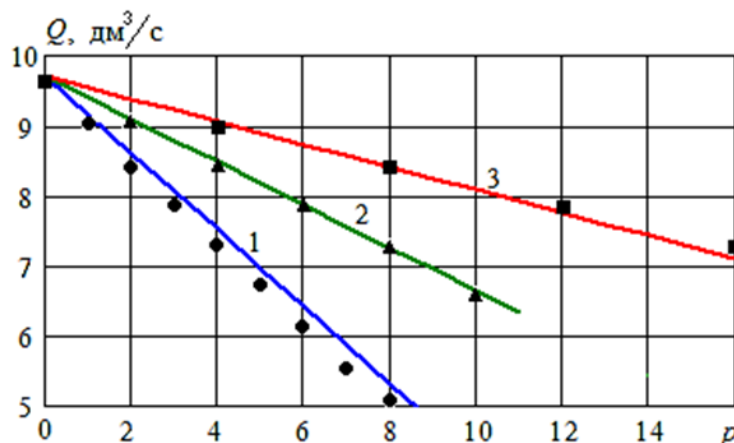


Рисунок 2.16 – Зависимость подачи TUL-125 от перепада давления при $n = 4,17 \text{ с}^{-1}$ и трех значениях БДВ: 1 – $\bar{\mu} = 1000$; 2 – $\bar{\mu} = 3000$; 3 – $\bar{\mu} = 10000$. Точки – данные испытаний [89]; линии – расчет по формуле (2.16)

Анализ результатов испытаний КН китайского производства серии TUL подтвердил целесообразность применения второго подхода к моделированию подачи высоковязких сред. Такой подход приводит к заметным погрешностям расчета лишь при малой вязкости перекачиваемой среды. Однако диапазон таких вязкостей у насосов китайского производства смещен.

У КН серии TUL влияние вязкости на производительность остается заметным вплоть до $\bar{\mu}=10000$. При больших величинах БДВ подача достигает теоретического значения и перестает зависеть от БПД. У насосов [116, 123] такой эффект наблюдался уже при $\bar{\mu} \geq 300$. Можно предположить, что указанная разница связана с отличиями в конструкции, в особенности, с размерами зазоров между кулачками (кулачками и корпусом рабочей камеры). Это подтверждается тем фактом, что у КН линейки Vitalobe влияние вязкости на производительность остается заметным вплоть до $\bar{\mu}=500$ при стандартных зазорах, и до $\bar{\mu}=1000$ при увеличенных зазорах [101].

Таким образом, второй подход позволяет рассчитывать подачу КН высоковязких сред с меньшей погрешностью, чем первый. Заметная погрешность проявляется лишь для ПЖ со сравнительно небольшой вязкостью. Поэтому для моделирования производительности КН при перекачивании высоковязких сред, в том числе ПС, предпочтительнее использовать второй подход, а сравнительно маловязких – первый.

Непосредственное использование полученных формул возможно лишь для расчета подачи ньютоновских жидкостей, так как в них не учитывается влияние ЧВР на эффективную вязкость перекачиваемой среды. В п. 1.3 было показано, как ЭДВ ПС зависит от ЧВР. Воспользуемся формулой (1.3). Для перекачивания ПС определенного состава, состояния и температуры производительность КН будет функцией БПД и ЧВР: $Q = F(p, n, \bar{\mu}(n))$. Зависимости именно такого типа следует использовать в проектных расчетах систем межоперационного транспортирования ПС.

На рисунках 2.17, 2.18 приведены расчеты производительности КН при подаче некоторых образцов ПС с заданной температурой. При такой постановке задачи вязкость исключается из непосредственного рассмотрения, так как она является функцией ЧВР.

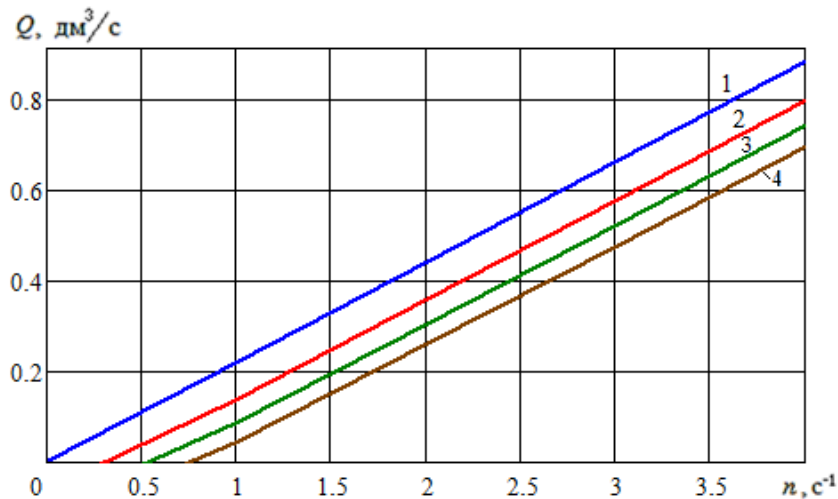


Рисунок 2.17 – Зависимость производительности КН РЛР 2-1,5 от ЧВР при подаче ПС-1 с температурой 85°C и разными БПД: 1 – $p = 0$; 2 – $p = 4$; 3 – $p = 8$; 4 – $p = 12$

По рисунку 2.18 производительность КН при подаче ПС-7 (линия 4) заметно меньше, чем при перекачивании других образцов ПС. Это связано с тем, что ПС-7 имеет много большую вязкость, чем другие образцы ПС, при одинаковых значениях ЧВР.

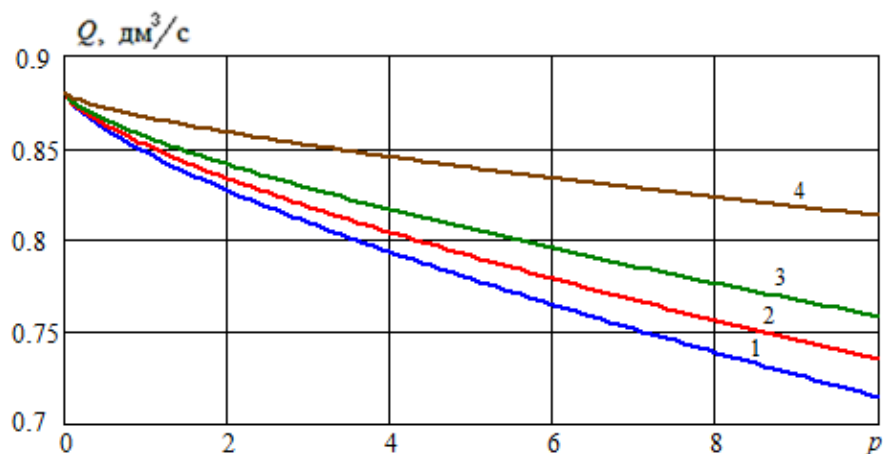


Рисунок 2.18 – Зависимость производительности от ЧВР КН РЛР 2-1,5 от БПД при $n = 4 \text{ с}^{-1}$, температуре 85°C : 1 – ПС-1; 2 – ПС-3; 3 – ПС-6; 4 – ПС-7

2.2 Энергетические характеристики колесных насосов

Энергетические характеристики КН необходимы при подборе оборудования для межоперационного транспортирования ПС. Многие КИ-КН ограничиваются информацией о требуемой мощности электродвигателя, например, [55, 56]. Однако этого недостаточно для планирования эксплуатационных затрат, так как фактически затраченная мощность насосного агрегата может заметно отличаться от номинальных значений, указанных в технической документации.

Как было указано ранее, ряд КИ-КН размещают в открытом доступе результаты испытаний своих агрегатов, в том числе по затраченной мощности. Компании [116, 123] результаты измерений затраченной мощности при испытаниях КН представили одинаковым образом (Приложения Д и Е):

$$N = N_W + N_F, \quad (2.17)$$

где N_W – затраченная мощность КН при перекачивании воды, зависит от перепада давления и ЧВР, кВт; N_F – увеличение затраченной мощности при перекачивании пищевой жидкости при тех же условиях, но с вязкостью, большей, чем у воды.

По результатам испытаний КН [123] на воде получена прямо пропорциональная зависимость от p и n первого слагаемого в (2.17):

$$N_W = A_W \cdot p \cdot n, \quad (2.18)$$

где A_W – механическая работа, затрачиваемая КН WCB на подачу воды за один оборот при $p=1$. Например, по данным испытаний [123] с помощью МНК было получено, что у 034-WCB $A_W = 0,0223$ кДж.

По формуле (2.18) получается, что $A_W = 0$ при $p = 0$. Однако это противоречит физическому смыслу: даже при отсутствии перепада давления (КН отключен от трубопровода) некоторая энергия затрачивается на вращение ротора КН. Формулу (2.18) можно использовать лишь при $p \geq 1$. В [123] представлены результаты испытаний КН только при таких значениях БПД.

На рисунке 2.19 штриховыми линиями показано предположительное изменение затраченной энергии КН при безразмерном перепаде давления (БПД)

меньших единицы. В остальной области значений БПД результаты расчета по формуле (2.18) хорошо согласуются с экспериментальными данными рисунков 2.19 и 2.20. Рост n увеличивает составляющую мощности N_w , что подтверждается графиками для разных n .

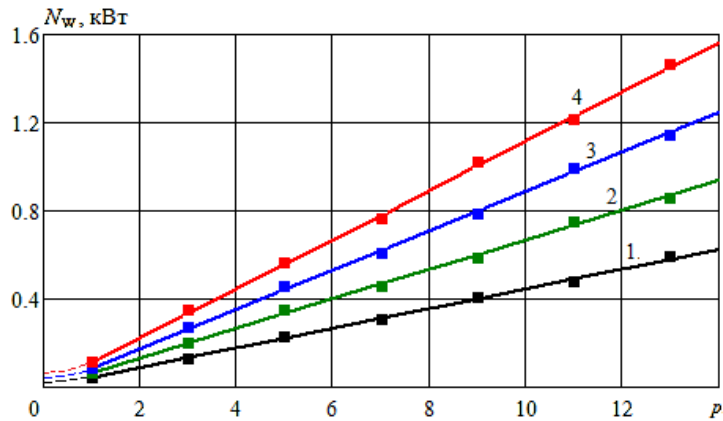


Рисунок 2.19 – Зависимость затраченной мощности 034-WCB от БПД при перекачивании воды: 1 – $n=2 \text{ с}^{-1}$; 2 – $n=3 \text{ с}^{-1}$; 3 – $n=4 \text{ с}^{-1}$; 4 – $n=5 \text{ с}^{-1}$. Точки – экспериментальные данные [123]; сплошные линии – результат расчета по формуле (2.18)

На рисунке 2.20 линейная зависимость N_w от n подтверждается экспериментами для всех значений $p>1$. Увеличение p приводит к пропорциональному росту мощности, что согласуется с формулой (2.18).

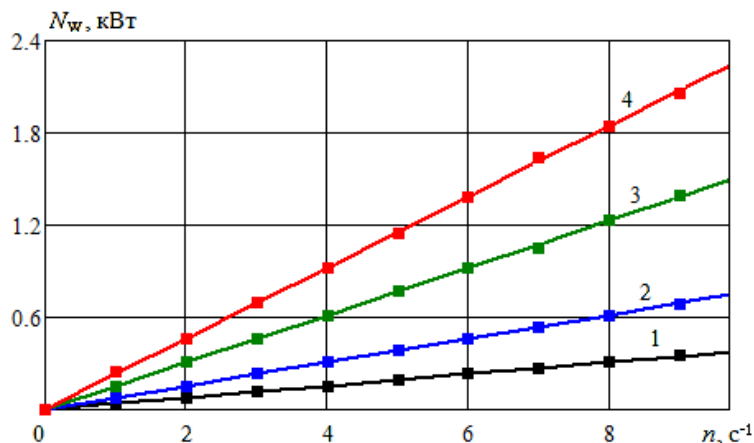


Рисунок 2.20 – Зависимость затраченной мощности 034-WCB от ЧВР при перекачивании воды: 1 – $p=1,72$; 2 – $p=3,45$; 3 – $p=6,89$; 4 – $p=10,34$. Точки – экспериментальные данные [123]; линии – расчет по формуле (2.18)

Гораздо сложнее вышеуказанные факторы влияют на N_F – затраченную мощность КН при перекачивании жидкости с большой вязкостью. Анализ результатов испытаний [123] показал линейную зависимость затраченной мощности КН от ЧВР, которую можно аппроксимировать формулой:

$$N_F = A_F \cdot n \cdot (\bar{\mu} - 1)^\theta, \quad (2.19)$$

где A_F – механическая работа за один оборот ротора при $\bar{\mu} = 2$; θ – эмпирический показатель степени.

С помощью МНК получено, что у 034-WCB $A_F = 0,00405$ кДж, $\theta = 0,501$. Заметим, что при $\bar{\mu} = 1$ (вода) второе слагаемое в (2.17) обращается в нуль $N_F = 0$.

На рисунке 2.21 видно, что зависимость N_F от n близка к прямо пропорциональной. Рост $\bar{\mu}$ усиливает влияние n на N_F .

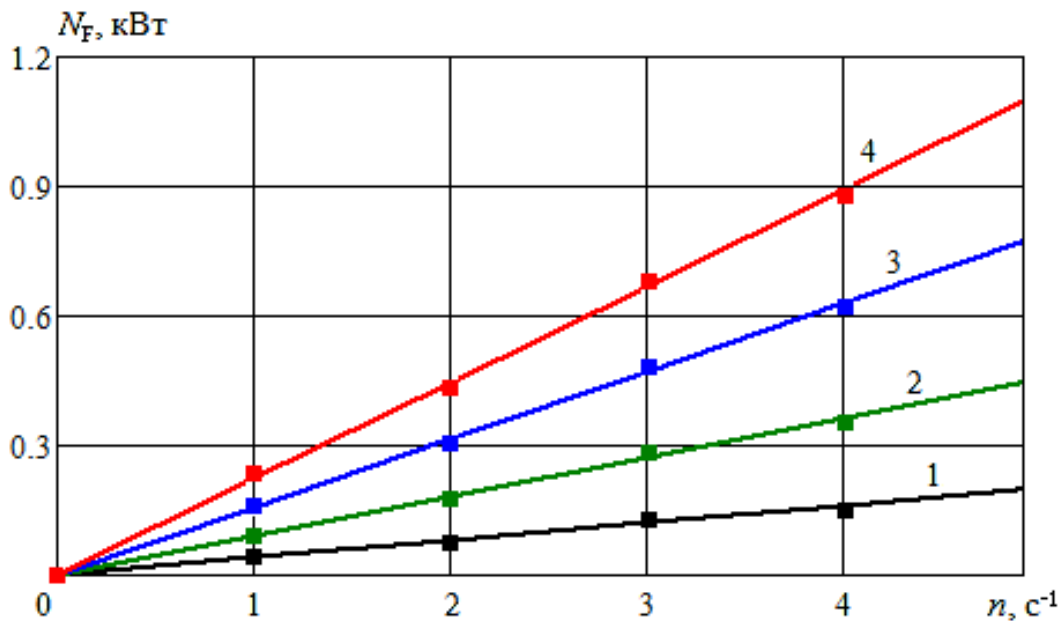


Рисунок 2.21 – Зависимость дополнительной мощности N_F КН 034-WCB от ЧВР при различных значениях БДВ: 1 – $\bar{\mu} = 100$; 2 – $\bar{\mu} = 500$; 3 – $\bar{\mu} = 1500$;

4 – $\bar{\mu} = 3000$. Точки – экспериментальные данные [123];

линии – результаты расчетов по (2.19)

На рисунке 2.22 показано, что N_F растет с увеличением БДВ. Для фиксированного значения n зависимость N_F от $\bar{\mu}$ нелинейная.

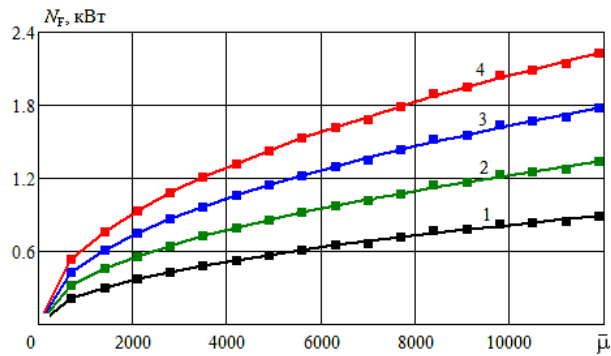


Рисунок 2.22 – Зависимость дополнительной мощности N_F КН 034-WCB от БДВ при $\bar{\mu}$ и различных значениях ЧВР: 1 – $n = 2 \text{ с}^{-1}$; 2 – $n = 3 \text{ с}^{-1}$; 3 – $n = 4 \text{ с}^{-1}$; 4 – $n = 5 \text{ с}^{-1}$. Точки – экспериментальные данные [123]; линии – расчет по (2.19)

Подставляя (2.18) и (2.19) в (2.17), получим зависимость затраченной мощности КН от трех переменных величин (ЧВР, БПД, БДВ):

$$N = n \cdot (A_W \cdot p + A_F \cdot (\bar{\mu} - 1)^{\theta}), \quad (2.20)$$

По рисунку 2.23 полная мощность N растет с увеличением n и $\bar{\mu}$. Экспериментальные точки, практически, совпадают с расчетными линиями, что подтверждает адекватность формулы (2.20). Вклад N_F становится значительным при больших значениях БДВ.

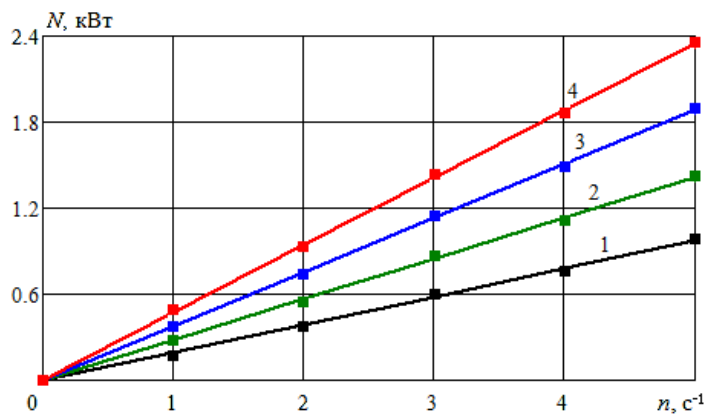


Рисунок 2.23 – Зависимость полной затраченной мощности КН 034-WCB от ЧВР при $p = 6,85$ и различных значениях БДВ: 1 – $\bar{\mu} = 100$; 2 – $\bar{\mu} = 1000$; 3 – $\bar{\mu} = 3000$; 4 – $\bar{\mu} = 6000$. Точки – экспериментальные данные [123]; линии – расчет по (2.20)

По рисунку 2.24 полная мощность N растет с увеличением p и $\bar{\mu}$. Результаты расчета хорошо согласуются с опытными данными. При больших значениях БДВ зависимость N от $\bar{\mu}$ становится близкой к линейной.

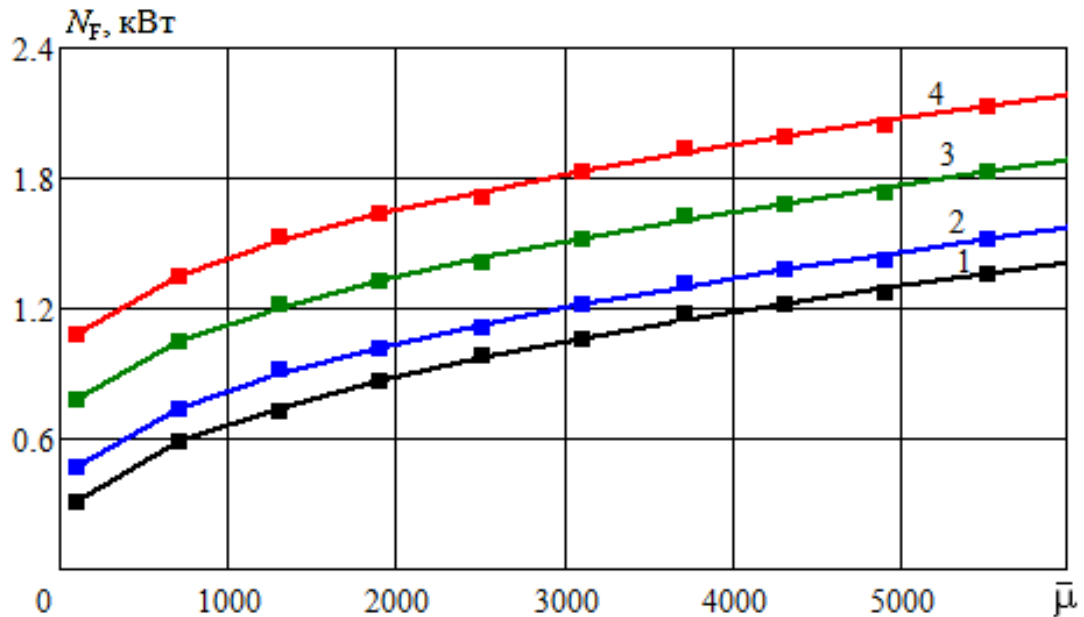


Рисунок 2.24 – Зависимость полной затраченной мощности КН 034-WCB от БДВ при $n = 4 \text{ с}^{-1}$ и различных значениях БПД: 1 – $p=1,72$; 2 – $p=3,45$; 3 – $p=6,89$; 4 – $p=10,34$. Точки – экспериментальные данные [123]; линии – расчет по (2.20)

Формула (2.20) адекватно описывает зависимость мощности КН линейки WCB от ЧВР, БПД и БДВ в пределах условий испытаний. Предложенные линейные и степенные зависимости подтверждаются экспериментальными данными. Как видно из рисунков 2.23 и 2.24, увеличение БПД, ЧВР и БДВ приводят к заметному увеличению затраченной мощности КН, что важно для проектирования систем межоперационного транспортирования вязких пищевых сред, в частности, ПС.

В диссертационном исследовании был произведен анализ влияния различных факторов на затраченную мощность КН других производителей [101, 113, 116 – другие]. Для КН Romac Pumps PLP, JZR зависимости качественно получились такими же, как и для КН линейки WCB. Хотя имеются некоторые отличия, связанные с конструктивными особенностями.

По результатам испытаний КН компании Romac Pumps [116] на воде был получен полином первой степени p , как в (2.18), и второй степени n , в отличие от (2.18):

$$N_W = n \cdot (a_0 + a_1 p + a_2 n). \quad (2.21)$$

Например, для КН PLP 2-1.5 с помощью МНК получены такие эмпирические коэффициенты: $a_0 = 0,0201$ кДж; $a_1 = 0,0220$ кДж; $a_2 = 0,003075$ кДж·с.

На рисунке 2.25 представлены зависимости затраченной мощности (на воде) N_W КН PLP 2-1.5 от ЧВР при различных значениях БПД. С увеличением p возрастает коэффициент при n , что приводит к более интенсивному росту мощности при повышении ЧВР. Экспериментальные данные демонстрируют хорошее согласование с расчетными кривыми (линии), подтверждая адекватность модели.

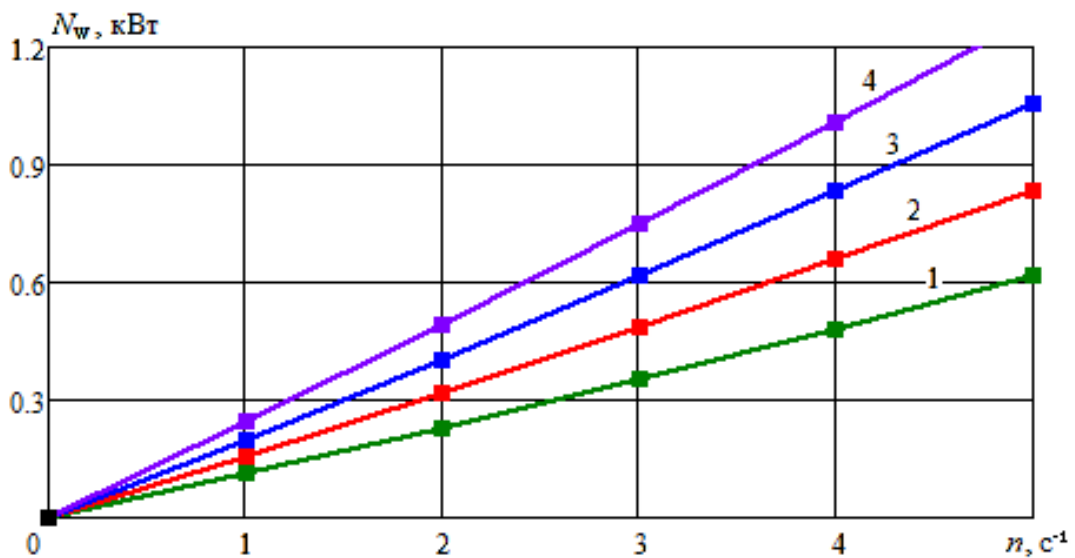


Рисунок 2.25 – Зависимость затраченной мощности КН PLP 2-1.5 от ЧВР при перекачивании воды: 1 – $p=2$; 2 – $p=4$; 3 – $p=6$; 4 – $p=8$; 5 – $p=10$.

Точки – экспериментальные данные [116]; линии – расчет по (2.21)

Зависимость второго слагаемого в (2.17) от БДВ у КН серии PLP оказалась такой же, как у КН [123] по формуле (2.19), но с небольшими количественными отличиями:

$$N_F = A_N \cdot n \cdot b_3 (\bar{\mu} - 1)^\theta, \quad N = A_N \cdot n \cdot (1 + b_1 p + b_2 n + b_3 (\bar{\mu} - 1)^\theta), \quad (2.22)$$

Так у PLP 2-1,5 с $V = 0,22 \text{ дм}^3$ по результатам испытаний [116] были подобранные МНК такие значения эмпирических констант: $A_N = 0,020 \text{ кДж}$; $b_1 = 1,10$; $b_2 = 0,1538 \text{ с}^{-1}$; $b_3 = 0,113$; $\theta = 0,517$. Напомним, что у 034-WCB $\theta = 0,501$.

На рисунке 2.26 представлена зависимость слагаемого N_F затраченной мощности PLP 3-4 от ЧВР при больших значениях БДВ. Наблюдается хорошее согласие результатов расчетов с экспериментальными данными. Учтены рекомендации [116] по ограничению ЧВР для высоковязких сред.

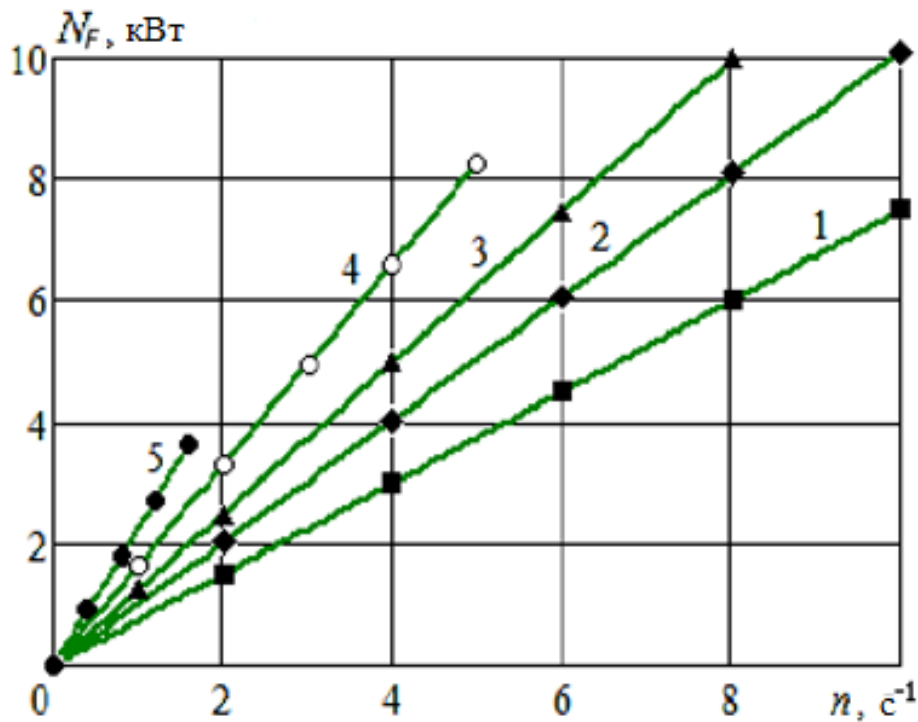


Рисунок 2.26 – Зависимость затраченной мощности PLP 3-4 от ЧВР при больших БДВ: 1 – $\bar{\mu} = 10000$; 2 – $\bar{\mu} = 20000$; 3 – $\bar{\mu} = 30000$; 4 – $\bar{\mu} = 50000$; 5 – $\bar{\mu} = 100000$. Точки – экспериментальные данные [116]; линии – расчет по (2.22)

Результаты расчета полной затраченной мощности по формуле (2.22) очень хорошо согласуются с экспериментальными данными рисунка 2.27. Индекс детерминации 0,99.

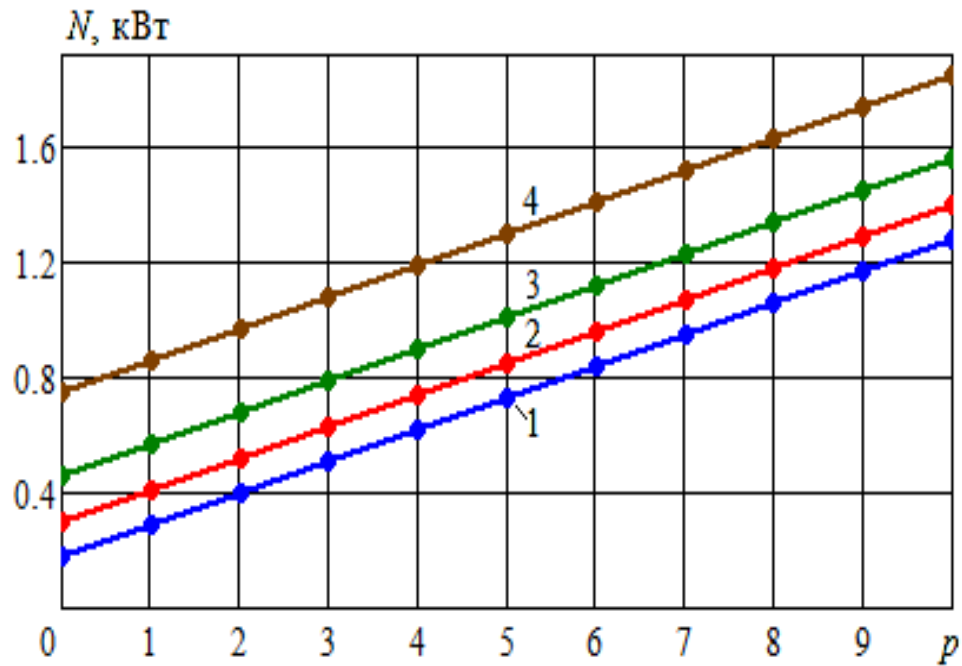


Рисунок 2.27 – Затраченная мощность КН РЛР 2-1,5 при $n = 5 \text{ с}^{-1}$ и различной вязкости: 1 – $\bar{\mu} = 1$ (вода); 2 – $\bar{\mu} = 100$; 3 – $\bar{\mu} = 500$; 4 – $\bar{\mu} = 2000$.

Точки – данные испытаний [116]; линии – расчет по формуле (2.22)

Второе слагаемое в формуле (2.17) по результатам испытаний КН JRZL [113] (Приложение И) можно аппроксимировать так:

$$N_F(n, \bar{\mu}) = Y(\bar{\mu}) \cdot n \cdot V. \quad (2.23)$$

При значениях БДВ, меньших 100, зависимость Y от БДВ такая:

$$Y_1(\bar{\mu}) = 0,0020 \cdot (\bar{\mu} - 1)^{0,797}, \quad (2.24)$$

При больших значениях БДВ можно воспользоваться такой аппроксимацией

$$Y_2(\bar{\mu}) = 0,0162 \cdot (\bar{\mu})^{0,348}, \quad (2.25)$$

Таким образом, получим аппроксимацию, хорошо согласующуюся с опытными точками рисунка 2.28:

$$Y(\bar{\mu}) = \begin{cases} Y_1(\bar{\mu}) & \text{при } \bar{\mu} \leq 100; \\ Y_2(\bar{\mu}) & \text{при } \bar{\mu} > 100. \end{cases} \quad (2.26)$$

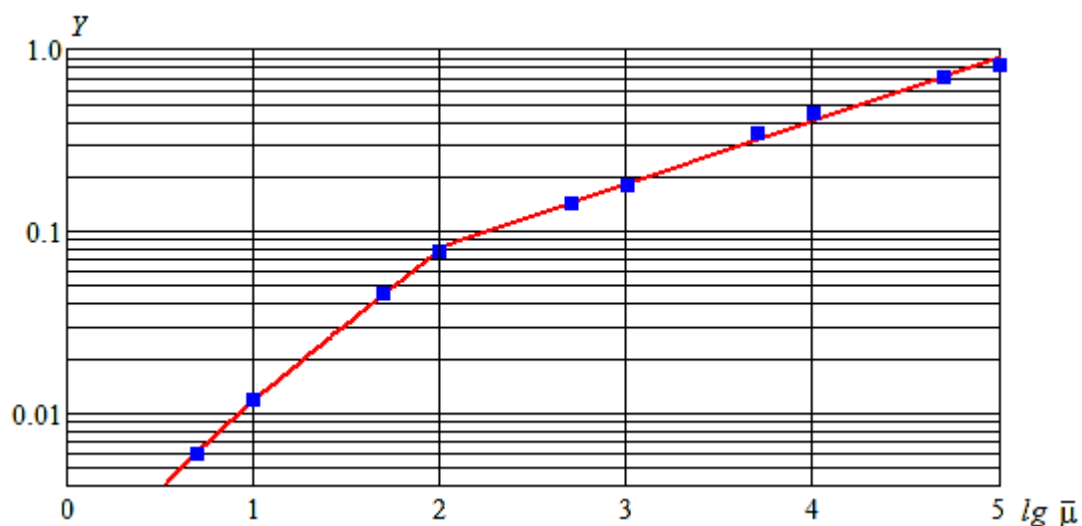


Рисунок 2.28 – Зависимость поправочного коэффициента к затраченной мощности КН JRZL-120 от БДВ: линия – расчет по формуле (2.26); точки – экспериментальные данные [113]

Результаты измерений мощности в испытаниях компании KSB Aktiengesellschaft КН [101] представлены иначе, чем [113, 116, 123]:

$$N(n, p, \bar{\mu}) = N_W(n, p) \cdot F(\bar{\mu}). \quad (2.27)$$

В отличие от (2.17), в формуле (2.27) N_W является множителем, а не слагаемым. Влияние вязкости учитывается не дополнительным слагаемым, а безразмерным поправочным коэффициентом F .

Зависимость затраченной мощности КН Vitalobe (на воде) N_W от ЧВР линейная лишь при достаточно больших значениях n :

$$N_{W1}(n, p) = B_1 \cdot n - B_2 \quad (2.28)$$

Коэффициенты в формуле (2.28) зависят от p . Вид функций $B_1(p)$ и $B_2(p)$ для КН Vitalobe-215 показан на рисунке 2.29. Расчет выполнен по формулам:

$$B_1(p) = 0,0553 + 0,0296 p, \quad (2.29)$$

$$B_2(p) = \begin{cases} 0,0235 + 0,07475 \cdot p & \text{при } p < 3,7; \\ 0,30 & \text{при } p \geq 3,9. \end{cases} \quad (2.30)$$

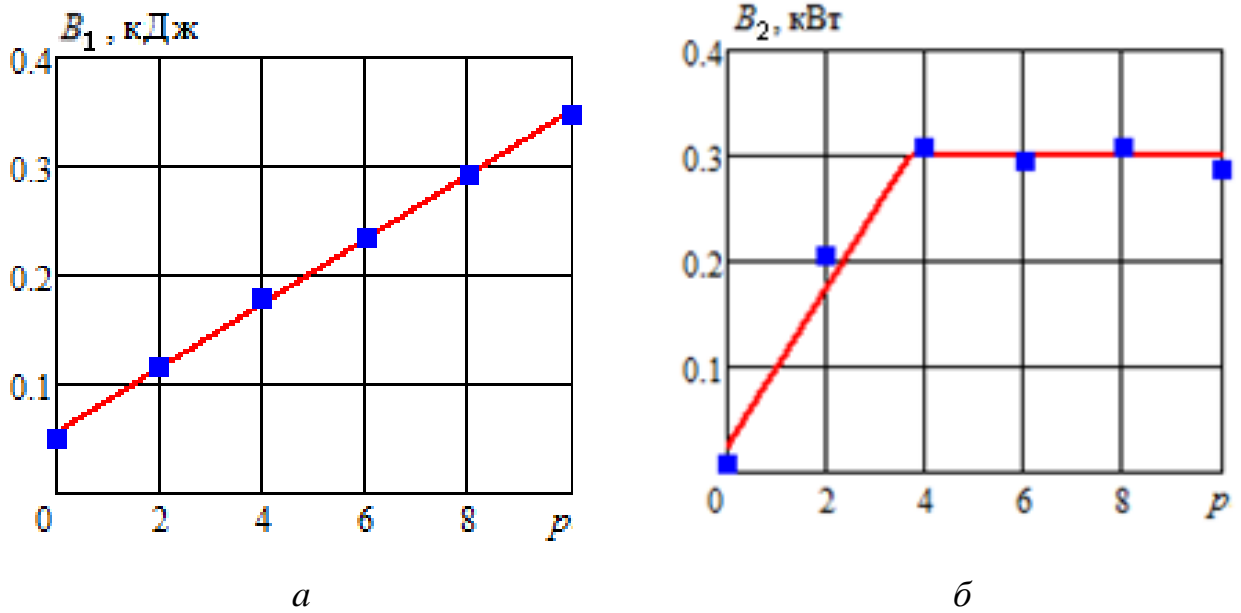


Рисунок 2.29 – Зависимость эмпирических коэффициентов в формуле (2.28) от БПД для КН Vitalobe-215 при перекачивании воды.

Точки – по экспериментальным данным [101];

линии – расчета по формулам (2.29), (2.30)

Но в результатах всех испытаний [101] приведены данные лишь для $N_{w1} \geq 0,3$ кВт точки на рисунке 2.30. Причем, если продлить сплошные прямые линии на рисунке 2.30 в сторону меньших значений ЧВР, то они пройдут ниже начала координат, т.е. не выполняется очевидное равенство $N_w = 0$ при $n = 0$. На рисунке 2.30 штриховыми линиями показана предположительная форма функции при малых n . Она была представлена в виде параболы $N_{w2}(n_i, p_i) = \Lambda_i \cdot n^2$, проходящей через две точки: первая – начало координат, вторая – (n_i, p_i) , где $N_{w1}(n_i, p_i) = 0,3$ кВт. Коэффициент Λ_i подбирается так, чтобы во второй точке угол наклона был таким же, как у прямой линии $N_{w1}(n, p_i)$. Тогда

$$N_w = \begin{cases} B_1(p) \cdot n - B_2(p), & n > n_i \\ \Lambda_i \cdot n^2, & n \leq n_i. \end{cases} \quad (2.31)$$

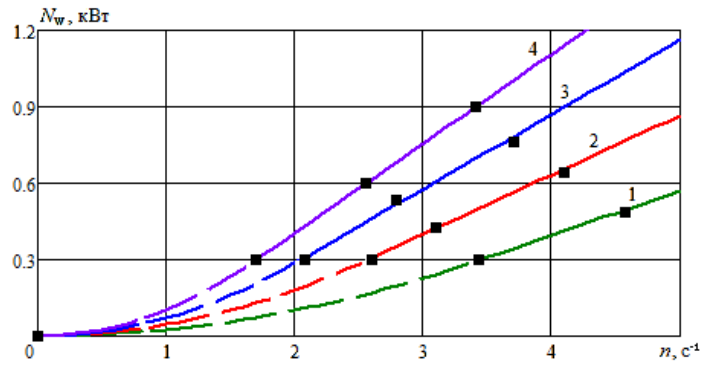


Рисунок 2.30 – Зависимость затраченной мощности КН Vitalobe-215 от ЧВР при перекачивании воды: 1 – $p=2$; 2 – $p=4$; 3 – $p=6$; 4 – $p=8$; 5 – $p=10$.

Точки – экспериментальные данные [101]; линии – расчет по формуле (2.31)

В диссертационном исследовании была изучена поправочная функция в формуле (2.27), описывающая влияние вязкости среды на затраченную мощность КН Vitalobe. На рисунке 2.31 точками показаны результаты испытаний [101]. Сравнение показало, что зависимость F от БДВ, практически, не отличается для изученных агрегатов серии КН Vitalobe. В диапазоне БДВ, характерном для ПС ($\bar{\mu} > 100$), эта зависимость может быть аппроксимирована так:

$$F(\bar{\mu}) = b_0 + b_1 \cdot \lg(\bar{\mu}) + b_2 \cdot \lg^2(\bar{\mu}) + \dots + b_k \cdot \lg^k(\bar{\mu}), \quad (2.32)$$

где b_0, b_1, \dots, b_k – эмпирические коэффициенты, определяемые методом наименьших квадратов. Проверка показала, что при $k = 4$ индекс детерминации равен 0,99 (0,78 при $k = 3$). Поэтому был принят 4-й порядок многочлена (2.32).

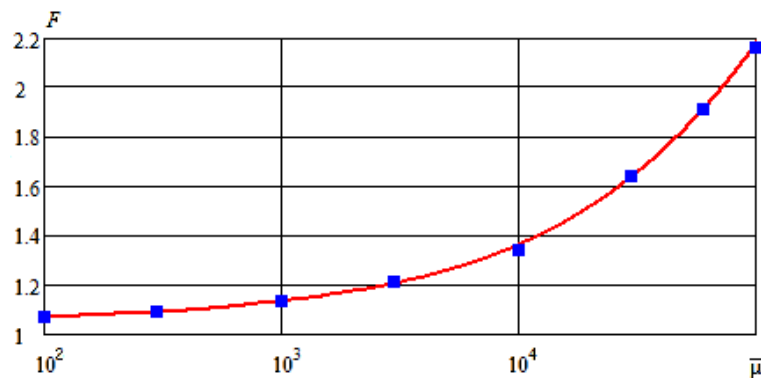


Рисунок 2.31 – Зависимость безразмерного поправочного коэффициента к затраченной мощности КН Vitalobe от БДВ: линия – расчет по формуле (2.32);

точки – экспериментальные данные [101]

Как и для производительности в подразделе 2.1, использовать непосредственно полученные зависимости мощности КН от вязкости можно лишь для ньютоновских жидкостей. Для неньютоновских сред, в том числе ПС, необходимо учесть реологические параметры.

Зная зависимость БДВ от ЧВР $\bar{\mu}(n)$ для заданного образца ПС при фиксированной температуре (см. подраздел 1.3), можно представить (2.22) или (2.27) как функцию только двух переменных $N = \Phi(n, p, \bar{\mu}(n))$. Это позволяет исследовать затраченную мощность КН при перекачивании определенных образцов ПС. Так на рисунках 2.32, 2.33 представлены результаты расчета затраченной мощности КН при совершенно одинаковых условиях для двух образцов ПС. На рисунке 2.33 значения N заметно больше, чем на рисунке 2.32. Что обусловлено большей вязкостью ПС-4, чем у ПС-1.

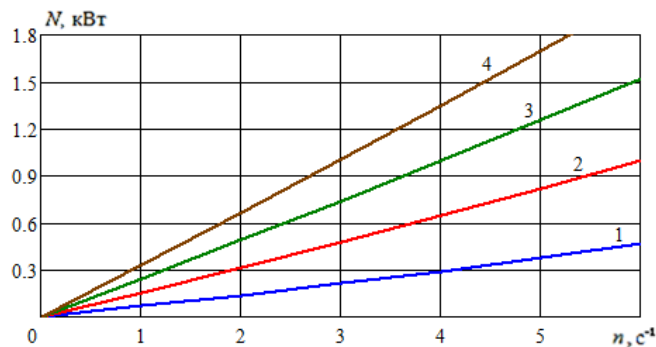


Рисунок 2.32 – Зависимость затраченной мощности РЛР 2-1,5 от ЧВР.

Перекачивание ПС-1 при 85°С и разных значениях БПД: 1 – $p = 0$; 2 – $p = 4$;

3 – $p = 8$; 4 – $p = 12$

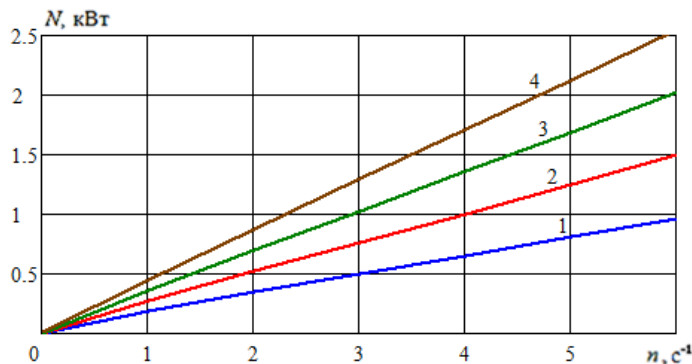


Рисунок 2.33 – Зависимость затраченной мощности РЛР 2-1,5 от ЧВР.

Перекачивание ПС-4. Условия и обозначения, как на рисунке 2.32

На рисунке 2.34 показано, что с увеличением температуры затраченная мощность на перекачивание ПС-1 становится меньше. Это объясняется уменьшением ЭДВ ПС при нагревании.

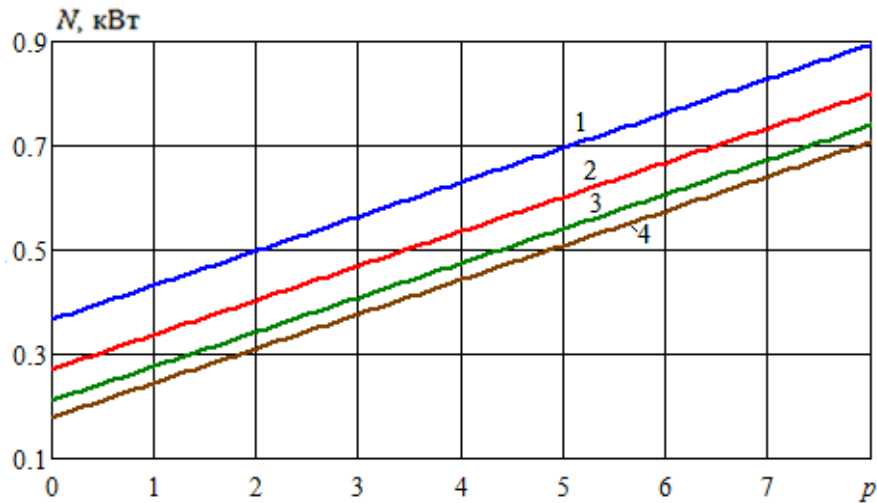


Рисунок 2.34 – Зависимость затраченной мощности РЛР 2-1,5 от БДВ.

Перекачивание ПС-1 при $n = 3 \text{ с}^{-1}$ и разных температурах:

1 – $T = 65^\circ\text{C}$; 2 – $T = 75^\circ\text{C}$; 3 – $T = 85^\circ\text{C}$; 4 – $T = 95^\circ\text{C}$

2.3 Показатели энергетической эффективности коловратных насосов

В изученной технической документации разных компаний-производителей [101, 113, 116, 123] и др. не удалось найти значения коэффициента полезного действия (КПД) КН. Что не позволяет оценить энергетическую эффективность агрегатов. Хотя приведенные результаты испытаний позволяют рассчитать гидравлический КПД (ГКПД, %) η и показатель удельных энергетических затрат (ПУЭЗ, $\text{кДж}/\text{дм}^3$) E по известным формулам:

$$\eta = 100 \cdot P \cdot Q / N, \quad E = N / Q. \quad (2.33)$$

На рисунке 2.35 показаны рассчитанные по формулам из п.2.1 и п.2.2 зависимости производительности и затраченной мощности КН РЛР2-1,5 от БДВ при $n = 3 \text{ с}^{-1}$ и различных значениях БДВ. Увеличение БДВ приводит к росту как Q , так и N . Но при больших значениях $\bar{\mu}$ влияние БДВ на Q снижается (при БДВ больше некоторого значения $\bar{\mu}_1$ можно считать $Q = Q_T = \text{const}$), а на N остается

существенным (по рисунку 2.35, б усиливается). В результате зависимость показателей энергетической эффективности КН от БДВ получится немонотонной, как было показано в [77].

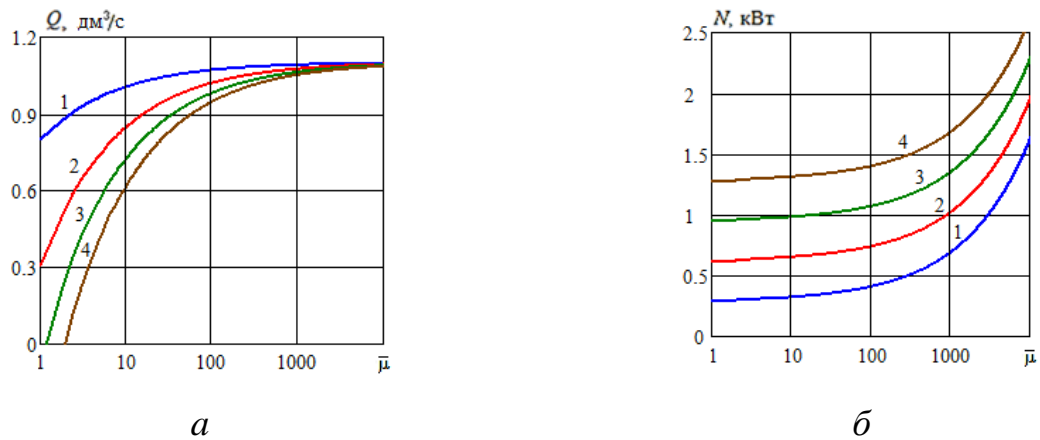


Рисунок 2.35 – Зависимость производительности (а) и затраченной мощности (б) КН РLP2-1,5 от БДВ при $n = 3 \text{ с}^{-1}$ и различных значениях БПД: 1 – $p = 1$; 2 – $p = 4$; 3 – $p = 7$; 4 – $p = 10$

По рисунку 2.36 видно, что с увеличением БДВ значение ГКПД сначала возрастает, достигает максимума, затем снижается; ПУЭЗ сначала возрастает, достигает минимума, затем повышается. Причем и положение, и величина экстремума возрастают с увеличением БПД: для $p = 4$ минимум ПУЭЗ равен $E_{\min} = 0,752 \text{ кДж/дм}^3$, при $\bar{\mu}_m = 57$; для $p = 7$ $E_{\min} = 1,168 \text{ кДж/дм}^3$ при $\bar{\mu}_m = 143$; для $p = 10$ $E_{\min} = 1,581 \text{ кДж/дм}^3$ при $\bar{\mu}_m = 263$.

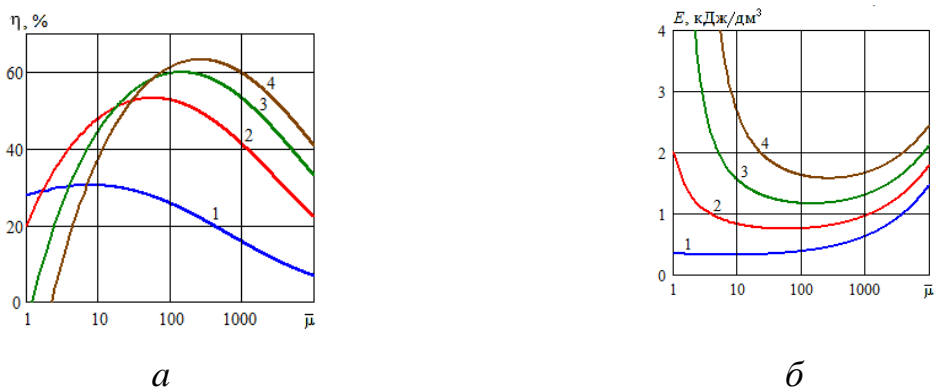


Рисунок 2.36 – Зависимость ГКПД (а) и ПУЭЗ (б) КН РLP2-1,5 от БДВ. Условия и обозначения, как на рисунке 2.35

По таблице 2.2 видно, что с увеличением ЧВР примерно до $n=6\text{с}^{-1}$ минимальное значение ПУЭЗ снижает, а при больших n – перестает меняться. При этом величина БДВ $\bar{\mu}_m$, при которой достигается экстремум, продолжает уменьшаться.

Таблица 2.2 – Зависимость минимума ПУЭЗ от БДВ при $p = 5$ и разных значениях ЧВР

$n, \text{с}^{-1}$	$\bar{\mu}_m$	$E, \text{кДж/дм}^3$	$Q, \text{дм}^3/\text{с}$
2	266	1,041	0,339
3	154	0,952	0,537
4	107	0,938	0,735
5	81,9	0,891	0,939
6	66,2	0,882	1,144
7	55,6	0,880	1,439

С увеличением БДВ оба показателя одинаково характеризуют изменение энергетической эффективности КН: возрастание, максимальная энергоэффективность, снижение. Обнаруженный эффект наблюдается у всех КН разных производителей, но значения экстремумов показателей и величины БДВ, при которых они достигаются, могут заметно отличаться.

По рисунку 2.36 увеличение параметра БПД приводит к росту обоих показателей энергоэффективности КН. Но увеличение ГКПД должно свидетельствовать о возрастании, а ПУЭЗ – о снижении энергетической эффективности. На рисунке 2.37 представлены результаты расчета показателей энергетической эффективности КН РЛР 3-4 от БПД при постоянной ЧВР и различных значениях БДВ.

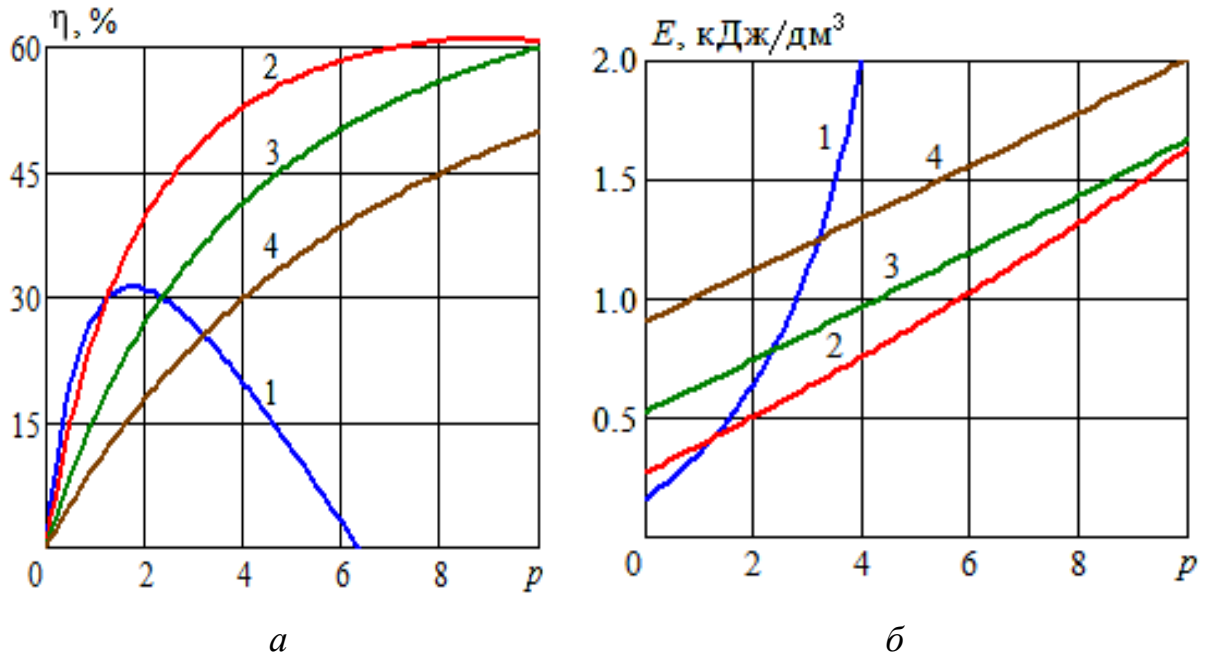


Рисунок 2.37 – Зависимость ГКПД (а) и ПУЭЗ (б) КН PLP 3-4 от БПД при $n = 5 \text{ с}^{-1}$ и различной вязкости: 1 – $\bar{\mu} = 1$ (вода); 2 – $\bar{\mu} = 100$; 3 – $\bar{\mu} = 1000$; 4 – $\bar{\mu} = 4000$

Дело в том, гидравлическая мощность насоса включает не только полезную мощность, но потери в технологическом трубопроводе. Поэтому необходимо учитывать, за счет чего увеличился перепад давления (увеличения статического перепада давления или роста гидравлических потерь). На этот факт указывается в публикациях по исследованию энергетической эффективности насосов различных типов [14, 32, 70].

Как было показано в подразделе 1.3, величина ЭДВ исследованных образцов ПС заведомо больше $0,1 \text{ Па}\cdot\text{с}$ (при используемых значениях ЧВР КН). Поэтому увеличение вязкости ПС, в соответствии с рисунком 2.36, приведет к ухудшению энергетической эффективности КН. Это подтверждается результатами расчета, представленными на рисунке 2.38.

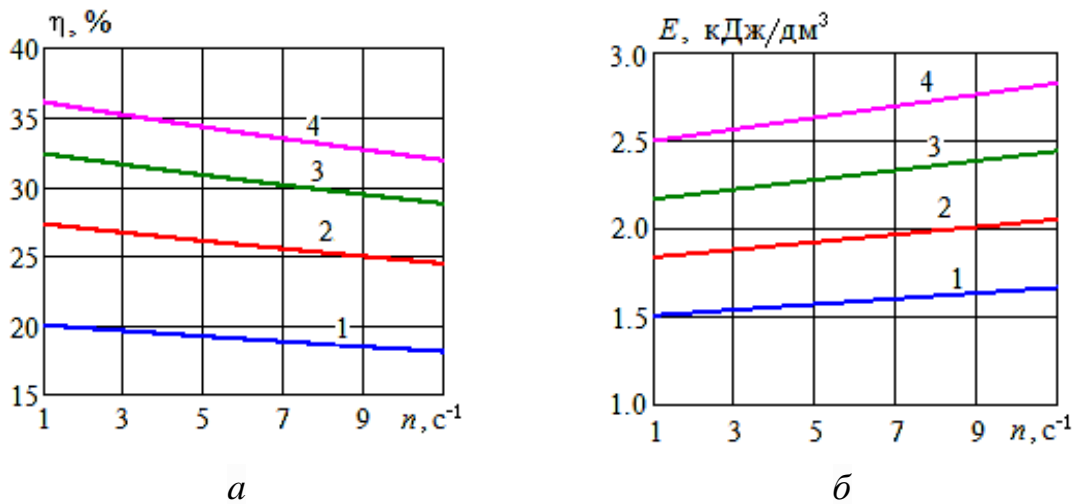


Рисунок 2.38 – Зависимость ГКПД (а) и ПУЭЗ (б) РЛР 3-4 от ЧВР при $\bar{\mu}=10000$ и различных БПД: 1 – $p=3$; 2 – $p=5$; 3 – $p=7$; 4 – $p=9$

Увеличение БДВ особо вязких сред однозначно приводит к ухудшению энергетической эффективности КН, как показано на рисунке 2.39.

Как видно по рисункам 2.38 и 2.39 увеличение ЧВР приводит к некоторому снижению энергетической эффективности КН линейки РЛР. У агрегатов других производителей этот эффект также наблюдается, но количественно может отличаться. На рисунке 2.39 учтены рекомендации [116] по ограничению ЧВР при подаче высоковязких сред.

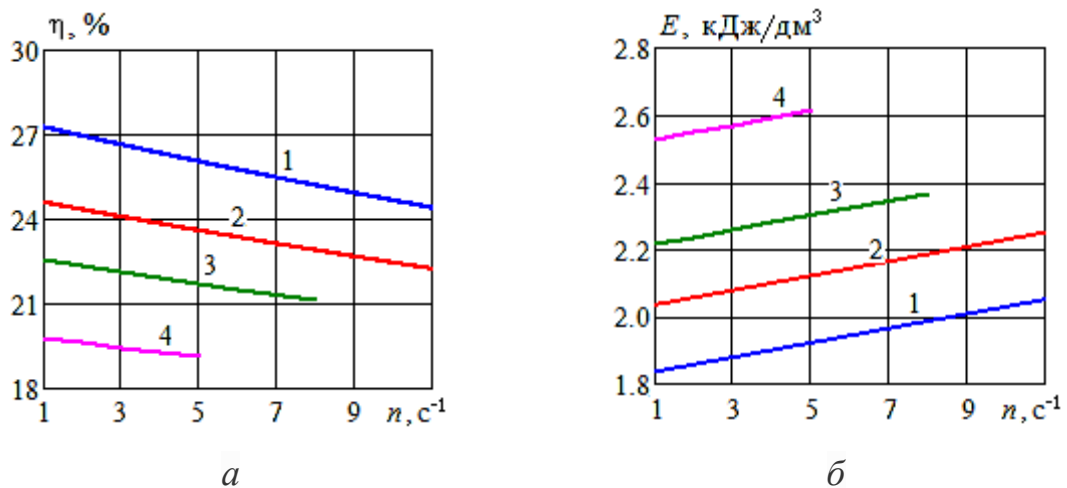


Рисунок 2.39 – Зависимость ГКПД (а) и ПУЭЗ (б) РЛР 3-4 от ЧВР при $p=5$ и различных БДВ: 1 – $\bar{\mu} = 10000$; 2 – 20000; 3 – 30000; 4 – 50000

На рисунке 2.40 представлены результаты расчета по формулам (2.33) показателей КН 034-WCB при подаче ПС «Угличский» при разных температурах. Видно, что энергетическая эффективность КН с увеличением температуры (уменьшением вязкости) улучшаются: КПД растет, ПУЭЗ падает. Влияние увеличения БДВ аналогичное рисунку 2.36 (при больших значениях БДВ).

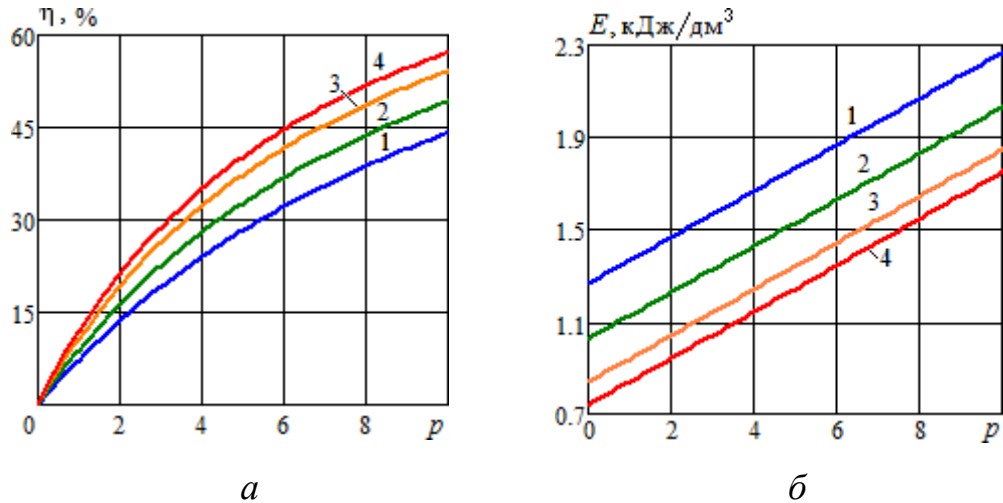


Рисунок 2.40 – Результаты расчета ГКПД (а) и ПУЭЗ (б) КН 034-WCB при подаче ПС «Угличский» ($n = 4,5\text{c}^{-1}$): 1 – 60°C; 2 – 70°C; 3 – 80°C; 4 – 90°C

2.4 Выводы по главе

Таким образом, разработанный метод позволяет обобщить результаты испытаний КИ-КН и оценить влияние вязких сред, в том числе ПС, на рабочие характеристики КН. Увеличение вязкости ПС при любых условиях приводит к возрастанию затраченной мощности КН. Влияние вязкости ПС на производительность более сложное.

При сравнительно небольшой вязкости, немногим более 0,1 Па·с (ПС определенного состава при высокой температуре) производительность увеличивается с ростом БДВ. Но при некотором значении БДВ, зависящем от конструкции КН, производительность достигает наибольшего (теоретического) значения. При перекачивании сильно вязких сред увеличение перепада давления и БДВ не влияют на производительность (при одинаковой ЧВР), но приводят к

весьма существенному росту затраченной мощности. Фактически же при перекачивании ПС с заметно большей вязкостью подача будет меньшей, так как приходится уменьшать ЧВР для сохранения структуры продукта (см. п.5.1).

Оба подхода позволяют описывать зависимость затраченной мощности КН от БПД, ЧВР и БДВ. Однако более предпочтительным является второй подход, так как зависимость оказалась универсальной для всех КН исследованной серии. Тогда как величина механической работы за один оборот A_F разная у насосов даже одной серии. Ее величину приходится устанавливать для каждой марки КН

Впервые было установлено, что с ростом вязкости перекачиваемой среды показатели энергетической эффективности КН сначала улучшаются (η увеличивается, E уменьшается), достигают экстремума (η – максимума, E – минимума), а затем начинают ухудшаться (η уменьшается, E увеличивается). Что позволяет поставить и решать задачу оптимизации параметров оборудования по энергетической эффективности.

С ростом БПД величина ПУЭЗ монотонно увеличиваются, что говорит об ухудшении энергоэффективности. Тогда как ГКПД возрастает, свидетельствуя об улучшении энергоэффективности. При большой вязкости такое возрастание отмечается на всем рабочем диапазоне перепада давления.

Полученные результаты говорят, что нельзя возрастание ГКПД КН однозначно связывать с улучшением энергетической эффективности использования агрегата. Необходимо определить, из-за чего возросло давление нагнетания: из-за увеличения статического перепада давления или гидравлических потерь в транспортном трубопроводе. Для контроля следует использовать ПУЭЗ. Это соответствует результатам, полученным другими авторами для различных типов насосов. Кроме того, следует учитывать, что параметры в рабочей точке насосной установки могут заметно отличаться от номинальных технических параметров КН.

ГЛАВА 3 СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛОВРАТНЫХ НАСОСОВ РАЗНЫХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ

3.1 Сравнение коловратных насосов по производительности

В главе 2 был выполнен анализ результатов испытаний КН разных производителей и предложены аппроксимация зависимости рабочих характеристик от ЧВР, БПД и БДВ. Но сравнения рабочих характеристик КН, выпущенных разными производителями, не проводилось.

В данном подразделе выполним сравнение производительности КН, изготовленных разными компаниями, при одинаковых условиях эксплуатации.

Для сравнения подачи КН, произведенных разными компаниями, были выбраны двухкулачковые (bi-wing rotor) агрегаты с близким рабочим объемом V . В таблице 3.1 представлены технические параметры КН четырех компаний, по которым в открытом доступе имеются наиболее полные результаты испытаний, проведенных в широком диапазоне вязкостей транспортируемых жидкостей (ΔP_{max} – максимальный рабочий перепад давления.). У указанных насосов одинаковая максимальная допустимая величина ЧВР (на воде) $n_{max} = 1000$ об/мин ($16,67 \text{ c}^{-1}$), $D = 38$ мм – входной и выходной диаметр.

Таблица 3.1 – Технические параметры КН четырех компаний

Марка КН	Компания	V , дм ³	ΔP_{max} , МПа	μ_{max} , Па·с
034-WCB	Waukesha Cherry-Burrell [123]	0,227	0,75	200
PLP 2-1.5	Pomac Industries Group [116]	0,220	1,5	100

Продолжение таблицы 3.1

Марка КН	Компания	V , дм ³	ΔP_{max} , МПа	μ_{max} , Па·с
Vitalobe-215	KSB Aktiengesellschaft [101]	0,244	1,8	80
JRZL-120	Dixon Sanitary [113]	0,210	0,8	200

По таблице 3.1 рабочий объем разных КН, хотя и близок, но различается. Поэтому для сравнения перейдем к безразмерной подаче:

$$q = Q / (V \cdot n_{max}). \quad (3.1)$$

В формуле (3.1) величина Q рассчитывается в зависимости от ЧВР, БПД и БДВ, как в подразделе 2.1. В указанном подразделе было установлено, что определяющим для производительности КН является минимальное значение ЧВР, с которого начинается подача конкретной жидкости, n_0 в формуле (2.8).

Учитывая результаты параграфа 2.1, формула (3.1) может быть преобразована к следующему виду:

$$q = \bar{n} - \bar{n}_0 = \bar{n} - B(\bar{\mu}) \cdot p^{\varphi(\bar{\mu})} / n_{max}, \quad (3.2)$$

где $\bar{n} = n / n_{max}$ – безразмерная ЧВР; функции B и φ рассчитываются по ранее полученным формулам (2.11), (2.12).

На рисунке 3.1 представлены результаты расчета по формуле (2.10) зависимости МН ЧВР КН разных производителей от БДВ перекачиваемой среды при разных перепадах давления. Видно, что с увеличением БДВ значения МН ЧВР КН снижаются, достигая нуля при БДВ примерно от $\bar{\mu}=400$ рисунок 3.1, а до $\bar{\mu}=550$.

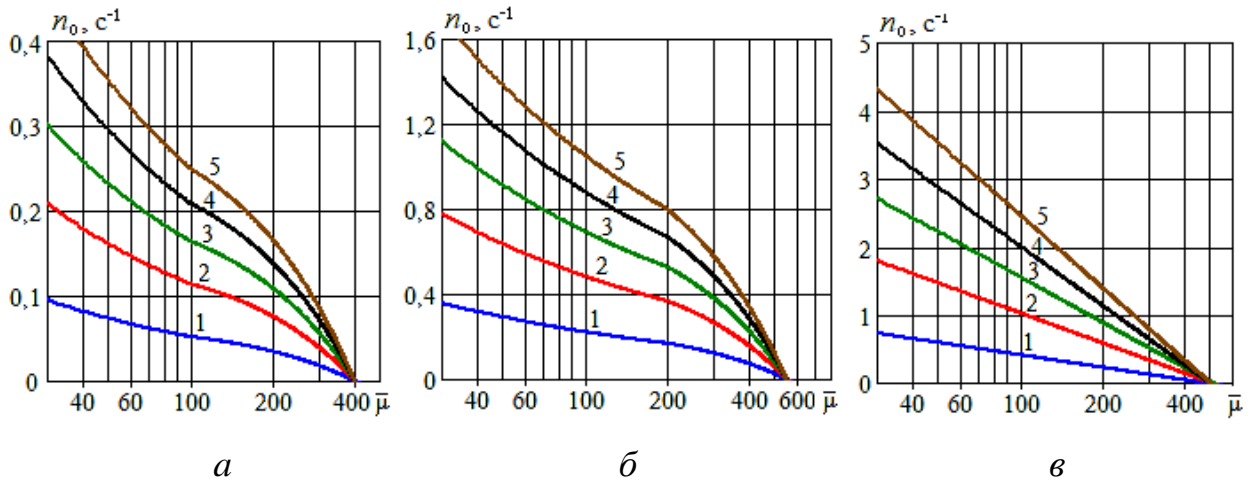


Рисунок 3.1 – Зависимость МН ЧВР КН разных компаний от БДВ перекачиваемой жидкости при разных БПД: 1 – $p=1$; 2 – $p=3$; 3 – $p=5$; 4 – $p=7$; 5 – $p=9$; а – 034-WCB; б – PLP 2-1,5; в – Vitalobe-215

С увеличением перепада давления МН ЧВР указанных КН заметно возрастает. Но имеется существенное различие в абсолютных значениях МН ЧВР. Например, при $p=9$ (линия 5), $\bar{\mu}=200$ на рисунке 3.1, а $n_0 = 0,17 \text{ c}^{-1}$; рисунок 3.1, б $n_0 = 0,80 \text{ c}^{-1}$; рисунок 3.1, в $n_0 = 1,4 \text{ c}^{-1}$.

По рисунку 3.1 значение $\bar{\mu}$, при котором МН ЧВР достигает нуля фиксировано для каждого насоса. Тогда как для КН JRZL (компания Dixon Sanitary) это значение увеличивается с ростом перепада давления. В результате вид кривой зависимости производительности КН JRZL от БПД отличается от зависимостей, построенных для КН трех других названных компаний.

На рисунке 3.2 представлены результаты расчета по формуле (3.1) зависимости безразмерной производительности КН 4-х компаний от перепада давления при различных значениях БДВ перекачиваемой жидкости. Видно, что безразмерная производительность всех КН снижается с увеличением перепада давления и уменьшением БДВ. Однако имеется заметное количественное различие. Наибольшее значение безразмерной производительности при небольших значениях БПД у КН JRZL-120, а при больших – у 034-WCB. Так, при $p=8$, $\bar{\mu}=100$ рисунок 3.3, а у КН PLP 2-1.5 она меньше на 9,1%, у КН Vitalobe-215 – на 27%; при $p=8$,

$\bar{\mu}=200$ (рисунок 3.3, б) – меньше на 7,1% и 15,9%, соответственно; при $p=8$, $\bar{\mu}=380$ (рисунок 3.3, в) – меньше на 4,1% и 6,5%, соответственно. Однако, при $\bar{\mu}=600$ и более разница между значениями безразмерной производительности трех указанных КН становится менее 1%.

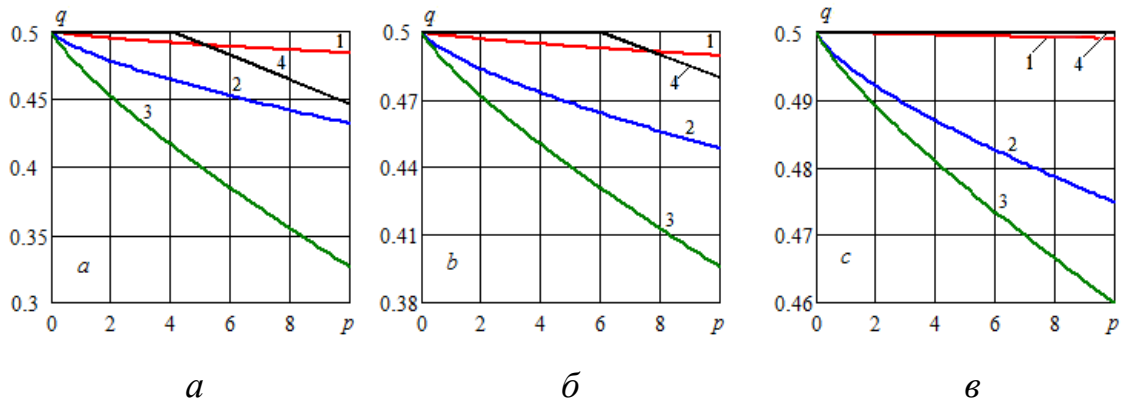


Рисунок 3.2 – Зависимость безразмерной производительности КН 4-х компаний от БПД при $\bar{n} = 0,5$ и разных БДВ: а – $\bar{\mu} = 100$; б – $\bar{\mu} = 200$; в – $\bar{\mu} = 380$;
1 – 034-WCB; 2 – PLP 2-1.5; 3 – Vitalobe-215; 4 – JRZL-120

На рисунке 3.3 показано, как различаются зависимости безразмерной подачи от ЧВР у 4-х разных КН при высокой температуре ПС-1 (95°C) и большом перепаде давления ($p=10$). Видно, что при указанных условиях производительность КН 034-WCB и JRZL-120 достигает максимально возможных значений ($n_0=0$). Подача КН PLP 2-1,5 ниже, например, при $n = 5 \text{ c}^{-1}$ – на 15,4%, а КН Vitalobe-215 – на 41,2%.

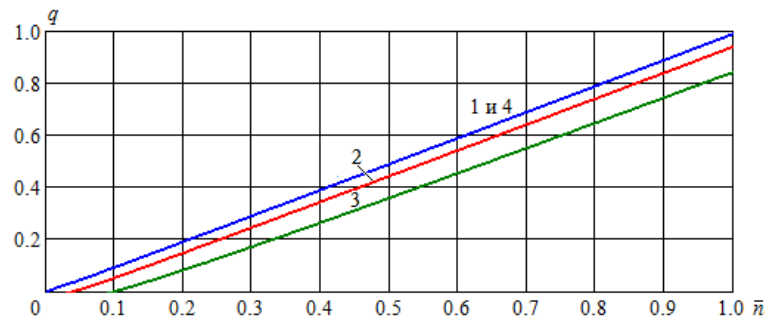


Рисунок 3.3 – Зависимость безразмерной подачи КН 4-х компаний от ЧВР при транспортировании ПС-1 при 95°C , $p=10$: 1 – 034-WCB;
2 – PLP 2-1,5; 3 – Vitalobe-215; 4 – JRZL-120

На рисунке 3.4 приведены результаты расчета безразмерной подачи 4-х КН от БПД при $n = 500$ об/мин и трех значениях температуры ПС-5. Видно, что из 4-х агрегатов безразмерная подача будет наибольшей у JRZL-120 или КН 034-WcB, в зависимости от БПД. Например, при $p=8$ и $T = 90^\circ\text{C}$ на рисунке 3.3, *a* безразмерная подача PLP 2-1,5 меньше на 7,2%, чем у КН 034-WCB, Vitalobe-215 – на 16,4%; при $T = 82^\circ\text{C}$, соответственно, – на 5,7% и 10,6%; при $T = 75^\circ\text{C}$, соответственно, – на 5,1% и 6,5%. При дальнейшем снижении температуры ЭДВ ПС-5 еще больше возрастает, разница между величинами безразмерной подачи КН становится еще меньше.

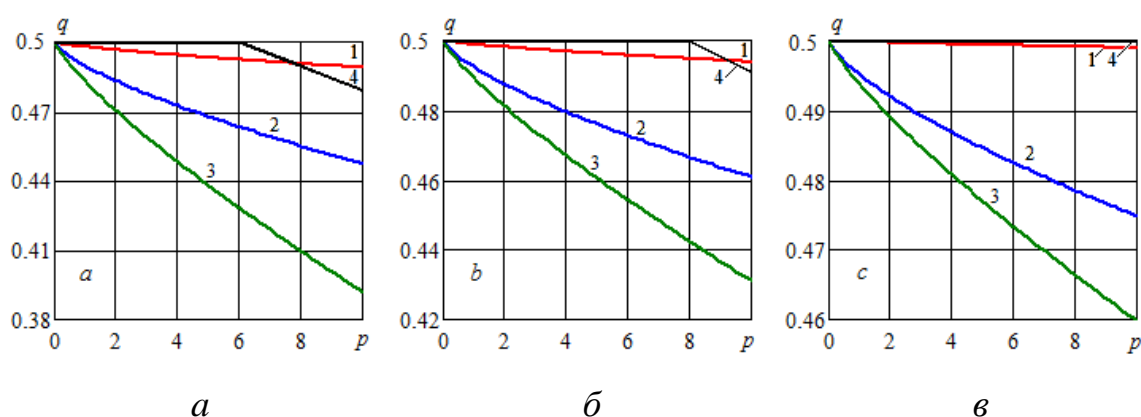


Рисунок 3.4 – Зависимость безразмерной подачи ПС-5 4-х КН от БПД (1 – 034-WCB; 2 – PLP 2-1,5; 3 – Vitalobe-215; 4 – JRZL-120) при различных значениях температуры: *a* – $T = 90^\circ\text{C}$; *b* – $T = 82^\circ\text{C}$; *в* – $T = 75^\circ\text{C}$

Совершенно иной характер снижения производительности у КН серии TUL китайского производства. Как указывалось в п. 1.2, эти насосы отличаются увеличенными зазорами по сравнению с КН на рисунке 3.2 [101, 116, 123], чтобы иметь возможность пропускать достаточно крупные частицы, содержащиеся в перекачиваемой жидкости. Поэтому падение их производительности при увеличении БПД значительно больше.

Для сравнения был выбран насос марки TUL-25, у которого рабочий объем $V=0,22$ дм³ близок показанным в таблице 3.1.

На рисунке 3.5 приведено сравнение производительности КН при $\bar{\mu} = 200$. Видно, что безразмерная производительность TUL-25 много меньше, чем у

насосов, рассмотренных на рисунке 3.2. Так при $p=4$ у КН 034-WCB производительность составляет 98,9 % максимальной теоретической подачи, PLP 2-1.5 – 94,6 %, Vitalobe-215 – 90,1 %. Тогда как у TUL-25 лишь 61,6 %.

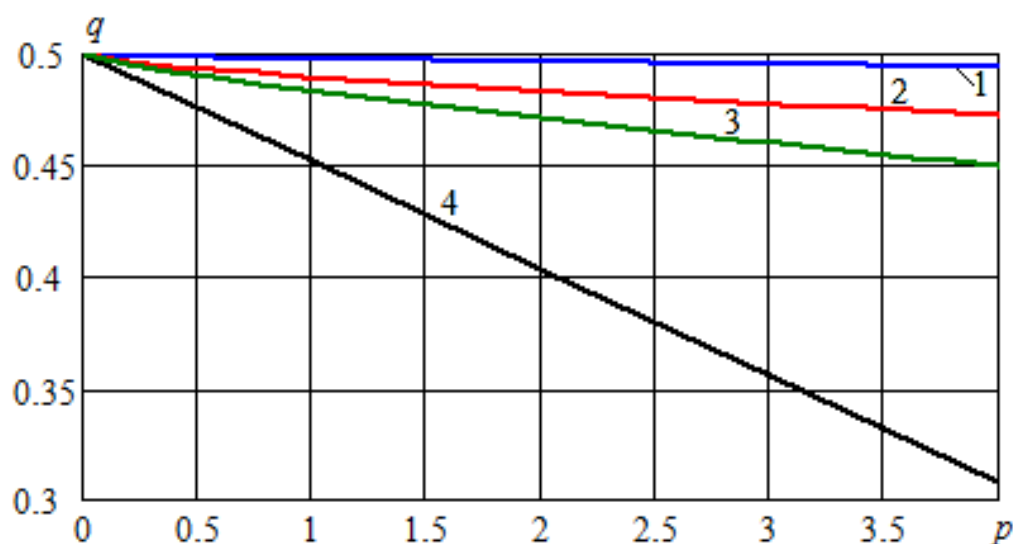


Рисунок 3.5 – Зависимость безразмерной производительности КН 4-х компаний от БПД при $\bar{n} = 0,5$ и $\bar{\mu} = 200$: 1 – 034-WCB; 2 – PLP 2-1.5; 3 – Vitalobe-215; 4 – TUL-25

3.2 Сравнение колесных насосов по энергетической эффективности

В данном подразделе будет выполнен сравнительный анализ показателей энергетической эффективности КН, выпущенных разными компаниями, при межоперационном транспортировании ПС сред с учетом влияния ЧВР на их ЭДВ.

Рассмотрим показатели энергетической эффективности двухкулачковых КН, выпущенных разными компаниями, при близких значениях V . (таблица 3.2). Названные насосы имеют одинаковую максимальную допустимую величину ЧВР (на воде) $n_{max} = 1000$ об/мин ($16,67 \text{ с}^{-1}$).

Таблица 3.2 – Технические параметры КН четырех компаний

Марка КН	Компания	V , дм ³	ΔP_{max} , МПа	μ_{max} , Па·с
034-WCB	Waukesha Cherry-Burrell [123]	0,227	0,75	200
PLP 2-1.5	Pomac Industries Group [116]	0,220	1,5	100
JRZL-120	Dixon Sanitary [113]	0,210	0,8	200
Vitalobe-215	KSB Aktiengesellschaft [101]	0,244	1,8	80

Воспользуемся результатами, полученными в подразделе 1.3. Зависимости затраченной мощности КН (034-WCB; PLP 2-1.5; JRZL-120; Vitalobe-215) от ЧВР при перекачивании воды были получены в главе 2 (рисунок 3.6).

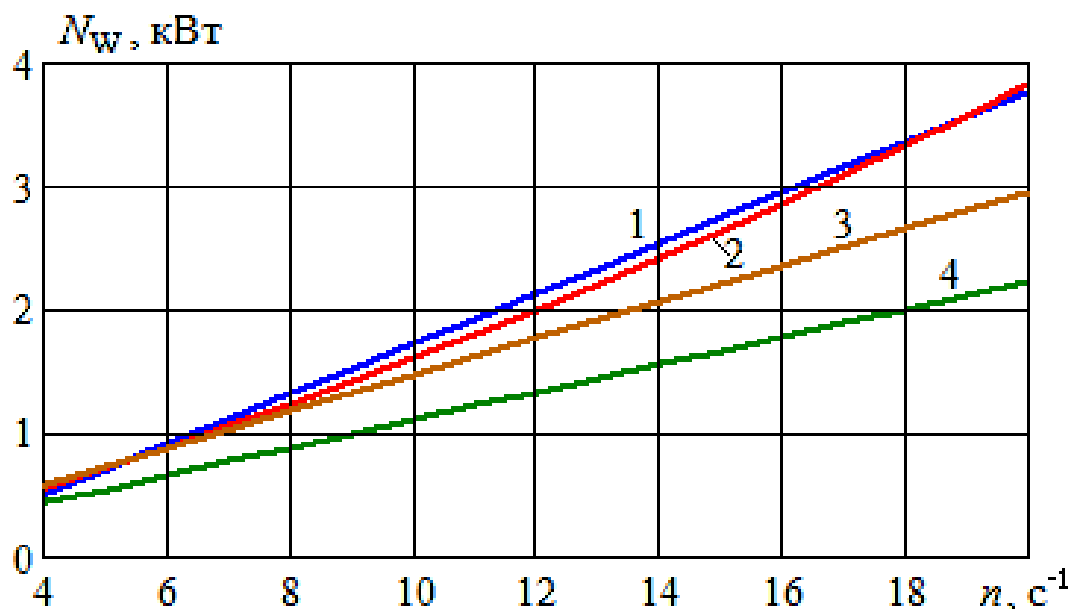


Рисунок 3.6 – Зависимость затраченной мощности КН от ЧВР при перекачивании воды ($p=5$): 1 – Vitalobe-215; 2 – PLP 2-1.5; 3 – JRZL-120; 4 – 034-WCB

В пункте 2.3 было показано, что энергетическую эффективность КН целесообразно оценивать не ГКПД, а ПУЭЗ, как на рисунках 3.7, 3.8.

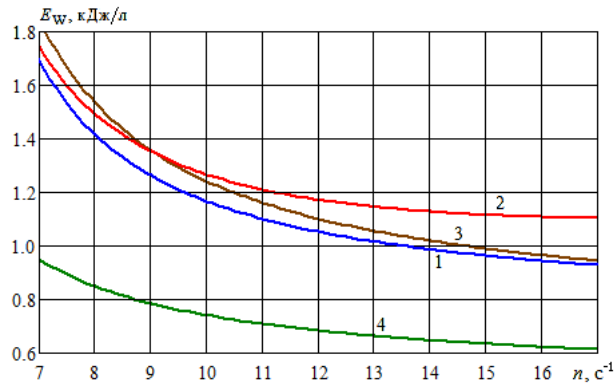


Рисунок 3.7 – Зависимость ПУЭЗ от ЧВР при перекачивании воды ($p=5$) четырех КН. Обозначения, как на рисунке 3.6

Для перекачивание маловязких пищевых жидкостей КН допускается ЧВР, близкая к 1000 об/мин ($16,67 \text{ c}^{-1}$). По рисунку 3.7 при таких частотах наименьшая затраченная мощность (для воды) наблюдается у 034-WCB, заметно большая – у JRZL-120, самая большая у Vitalobe-215 и PLP 2-1.5. На рисунке 3.8 сохранены обозначения рисунка 3.7. Видно, что наименьшие значения ПУЭЗ также у 034-WCB. Следовательно, для пищевых жидкостей, у которых БДВ незначительно отличается от БДВ воды (молоко, сливки, соки), наилучшей энергетической эффективности можно добиться при использовании КН 034-WCB.

На рисунке 3.8 показана зависимость ПУЭЗ от БДВ четырех КН при фиксированных значениях p и n . Ситуация изменилась по сравнению с рисунком 3.8. Видно, что при подаче сред с большой вязкостью наименьшие значения ПУЭЗ у КН Vitalobe-215.

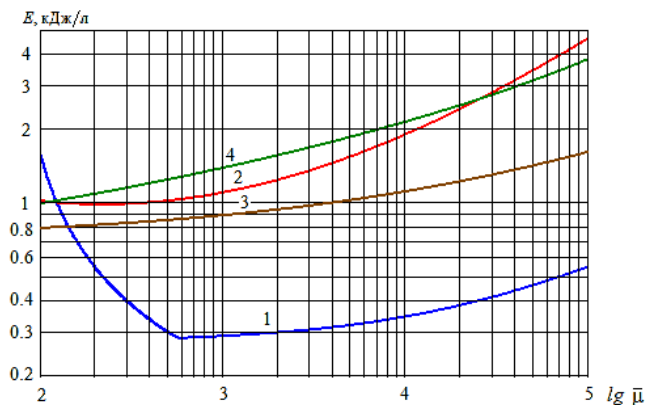


Рисунок 3.8 – Зависимость ПУЭЗ от БДВ четырех КН при $p=5$, $n = 2 \text{ c}^{-1}$:

1 – Vitalobe-215; 2 – PLP 2-1.5; 3 – JRZL-120; 4 – 034-WCB

В п. 2.3 было получено, что зависимость ПУЭЗ от БДВ имеет минимум. Таковой обнаруживается у Vitalobe-215 (линия 1 на рисунке 3.9) при значении БДВ около 600; у PLP 2-1.5 – около 250. У двух других КН такой минимум находится при значениях БДВ менее 100 и на рисунке 3.9 не виден.

При расчете показателей энергетической эффективности КН независимое задание значений ЧВР и БКДВ имеет смысл только для ньютоновских жидкостей. Для неньютоновских сред, в том числе ПС, необходимо учитывать зависимость ЭДВ от ЧВР. На рисунке 3.9 представлены результаты расчета ПУЭЗ при подаче ПС-1 (95°C , $n = 5 \text{ с}^{-1}$, $\mu = 0,145 \text{ Па}\cdot\text{с}$) в зависимости от БПД. При $p < 5$ наименьшие значения ПУЭЗ у КН Vitalobe-215, наибольшие – у 034-WCB. Если увеличивать БПД, то ПУЭЗ Vitalobe-215 возрастает заметно быстрее, чем у остальных КН. Так при $p = 10$ наибольший ПУЭЗ у Vitalobe-215, $E = 2,10 \text{ кДж/дм}^3$, наименьший – у JRZL-120, $E = 1,40 \text{ кДж/дм}^3$. У двух оставшихся КН значение ПУЭЗ, практически, одинаковое, $E = 1,53 \text{ кДж/дм}^3$.

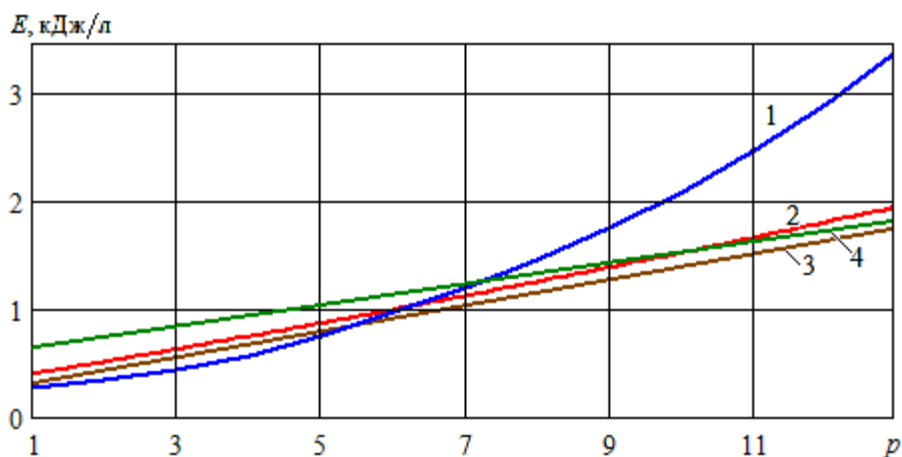


Рисунок 3.9 – Зависимость ПУЭЗ четырех КН от БПД для ПС-1 при 95°C , $n=5 \text{ с}^{-1}$. Обозначения, как на рисунке 3.9

Совершенно иная картина, чем на рисунке 3.9, при подаче ПС-4 с гораздо большей вязкостью, чем у ПС-1. Для таких пищевых сред производители КН рекомендуют использовать свои агрегаты на низкой ЧВР. ЭДВ ПС-4 при 85°C , $n=2 \text{ с}^{-1}$ равна $3,793 \text{ Па}\cdot\text{с}$.

По рисунку 3.10 ПУЭЗ КН Vitalobe-215 заметно ниже, чем у КН трех других производителей, во всем диапазоне БПД. Обратим внимание, что в таких условиях самые большие значения ПУЭЗ у КН 034-WCB. Тогда как при подаче сравнительно маловязких жидкостей эти агрегаты показывают наилучшую энергетическую эффективность.

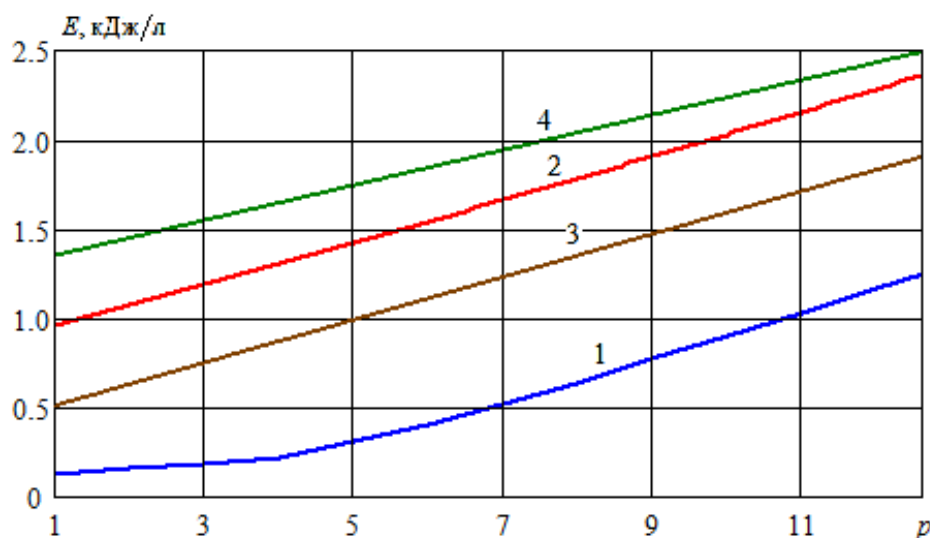


Рисунок 3.10 – Зависимость ПУЭЗ четырех КН от БПД для ПС-4 при 85°C, $n = 2 \text{ с}^{-1}$. Обозначения, как на рисунке 3.10

В таблице 3.3 представлены результаты расчета ПУЭЗ четырех КН для фиксированных значений температуры, БПД и ЧВР при подаче разных образцов ПС.

Таблица 3.3 – ПУЭЗ КН при 85°C, $p = 5$, $n = 3 \text{ с}^{-1}$ КН разных производителей (кДж/дм³)

Марка КН	Образец ПС				
	ПС-1	ПС-2	ПС-3	ПС-4	ПС-5
034-WCB	1,133	1,154	1,283	1,664	1,725
PLP 2-1.5	0,930	0,938	1,002	1,311	1,373
JRZL-120	0,819	0,824	0,857	0,962	0,979
Vitalobe-215	0,536	0,510	0,422	0,453	0,460

Зависимость показателей энергетической эффективности КН от определяющих параметров (БДВ, ЧВР, БПД) качественно однотипна для всех производителей. Потребляемая мощность возрастает с ростом ЧВР, БПД. Конструктивные особенности КН обуславливают степень отклонения этой зависимости от линейной.

Дополнительное влияние на показатели энергетической эффективности оказывает зависимость производительности КН от БДВ: при малых БДВ подача растет, достигая максимума при определенных (разных для насосов) значениях БДВ, после чего стабилизируется. Это приводит к наличию минимума в зависимости удельного показателя энергоэффективности (ПУЭЗ) от БДВ, положение которого заметно изменяется.

3.3 Выводы по главе

Таким образом, выполнен сравнительный анализ производительности КН, изготовленных разными КИ-КН, при подаче пищевых сред с большой вязкостью. Выполнено исследование зависимости минимально необходимой ЧВР КН от БПД и БДВ. Установлено, МН ЧВР у всех изученных КН снижается с увеличением БДВ и уменьшением БПД. Но абсолютные значения МН ЧВР могут существенно различаться при БДВ менее 200.

Для корректного сравнения производительности КН с небольшим различием рабочего объема предложен метод приведения нагрузочной характеристики к безразмерной форме (зависимость безразмерной подачи от безразмерных величин перепада давления и ЧВР). Установлено, что при БДВ более 600 разница между значениями безразмерной производительности исследованных КН [101, 113, 116, 123] становится менее 1% и может не учитываться.

Иная ситуация с КН китайского производства серии TUL. У этих агрегатов сделаны увеличенные зазоры между кулачками, чтобы пропускать достаточно крупные включения. В результате увеличение БПД сказывается на уменьшении производительности при значительно большей вязкости, вплоть до 10 Па·с.

Поэтому подача этих КН будет заметно меньше, чем у агрегатов других КИ-КН, при сопоставимых условиях.

Сравнение ПУЭЗ КН разных компаний не выявило универсального лидера по энергетической эффективности. Рациональный выбор КН зависит от условий эксплуатации. Для пищевых жидкостей со сравнительно небольшой вязкостью (молоко, сливки, соки, рыбий жир) при высоких ЧВР (~1000 об/мин), как в [6], наилучший ПУЭЗ демонстрируют КН WCB; для сред с вязкостью ≥ 3 Па·с (типа ПС) – агрегаты линейки Vitalobe; в иных условиях минимальные ПУЭЗ могут показывать КН других производителей.

ГЛАВА 4 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ МЕЖОПЕРАЦИОННОГО ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ПЛАВЛЕННЫХ СЫРОВ

4.1 Рабочая характеристика трубопровода при транспортировании плавленных сыров

В предыдущих разделах рассматривалось определение рабочих характеристик КН. Чтобы узнать, как именно КН будет работать в конкретной системе, нужно рассчитать всю гидравлическую систему транспортирования ПС. Как известно, всякая гидравлическая система транспортирования функционирует не при номинальных значениях расхода, перепада давления и ГКПД, указанных в технической документации, а при значениях Q , P , η в рабочей точке насосной установки (РТНУ).

Для определения параметров в РТНУ необходимы две характеристики (функции, связывающие Q и P): нагрузочная характеристика насоса и характеристика трубопровода. Нагрузочная характеристика КН аппроксимирована по данным испытаний в п. 2.1, формула (2.9). В данном подразделе найдем характеристику технологического трубопровода при транспортировании ПС.

Характеристика технологического трубопровода представляет собой зависимость потребного перепада давления от расхода:

$$P_T \equiv \Psi(Q) = P_C + \Delta P_L + \Delta P_M, \quad (4.1)$$

где P_C – статическое давление, обусловленное разностью уровней жидкости и давлений в исходной и конечной емкости, Па; ΔP_L – потери давления из-за трения по длине трубопровода, Па; ΔP_M – потери давления в местных гидравлических сопротивлениях, Па.

При гидравлическом расчете течения ньютоновской жидкости потери давления из-за трения по длине трубопровода рассчитывают по известной формуле Дарси–Вейсбаха:

$$\Delta P_L = 0,5 \cdot \lambda \cdot \rho (L/d) W^2, \quad W = \frac{Q}{S} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}, \quad (4.2)$$

где L , d – длина и внутренний диаметр трубопровода, соответственно, м; ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; W – средняя в поперечном сечении скорость течения жидкости в трубопроводе, м/с; S – площадь поперечного сечения трубопровода, м²; λ – безразмерный коэффициент гидравлических потерь на трение.

Для ньютоновских жидкостей при ламинарном режиме течения указанный коэффициент рассчитывается по известной формуле:

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad Re = \frac{W \cdot d \cdot \rho}{\mu}, \quad (4.3)$$

где Re – число Рейнольдса, μ – динамическая вязкость жидкости, Па·с.

Для расчета гидравлических потерь при течении неньютоновских жидкостей используют различные методы. В частности, сложные эмпирические формулы, справедливые для конкретных материалов в определенном диапазоне параметров (см., например, [37]). В научных публикациях [86, 80] было показано, что формулу (4.3) можно применять и для расчета течения неньютоновских жидкостей, если заменить обычное число Рейнольдса Re на приведенное. Приведенное число Рейнольдса для степенной жидкости вычисляется по формуле [86]:

$$Re_{PL} = \frac{W^{2-m} \cdot d^m \cdot \rho}{8^{m-1} \cdot K \cdot \left(\frac{3m+1}{4m}\right)^m}, \quad (4.4)$$

где m – безразмерный индекс течения; K – коэффициент консистенции жидкости, Па·с ^{m} . При $m = 1$ формула (4.4) обращается в (4.3).

Гидравлические потери в местных сопротивлениях рассчитывают по формуле:

$$\Delta P_M = 0,5 \cdot \zeta \cdot \rho W^2, \quad (4.5)$$

где ζ – безразмерный коэффициент, зависящий от типа местных сопротивлений.

Известно (см., например, [1]), что при малых числах Рейнольдса ($Re < 10-20$):

$$\zeta = \Theta/Re, \quad (4.6)$$

где Θ – безразмерный коэффициент, зависящий от типа местного гидравлического сопротивления и его безразмерных параметров. Так, в [1, с. 80] приведено значение для угольника (внезапный поворот на 90°) $\Theta = 400$.

В [86, 80] показано, что формулу (4.6) также можно применять и для расчета течения неньютоновских жидкостей, если заменить Re на Re_{PL} . Причем для колена величина Θ сильно зависит от радиуса закругления трубопровода R . При $R = d$ получено $\Theta = 180$, а при $R = d/2$ – $\Theta \approx 400-650$.

Подставив (4.2)–(4.6) в (4.1), получим характеристику трубопровода, как в [7, 48]:

$$\Psi(Q) = P_C + 2^{3m-4} \cdot K \cdot \left(\frac{3m+1}{4m} \cdot \frac{4Q}{\pi \cdot d^3} \right)^m \cdot \left(64 \cdot \frac{L}{d} + \Sigma\Theta \right). \quad (4.7)$$

На рисунках 4.1, 4.2 представлены результаты расчета рабочей характеристики трубопровода при транспортировании образца ПС-2, у которого можно полагать индекс течения не зависящим от температуры ($m=0,747$). В расчетах было принято $P_C = 0$, $L = 10$ м, $\Sigma\Theta = 900$; $p_T = P_T/P_A$.

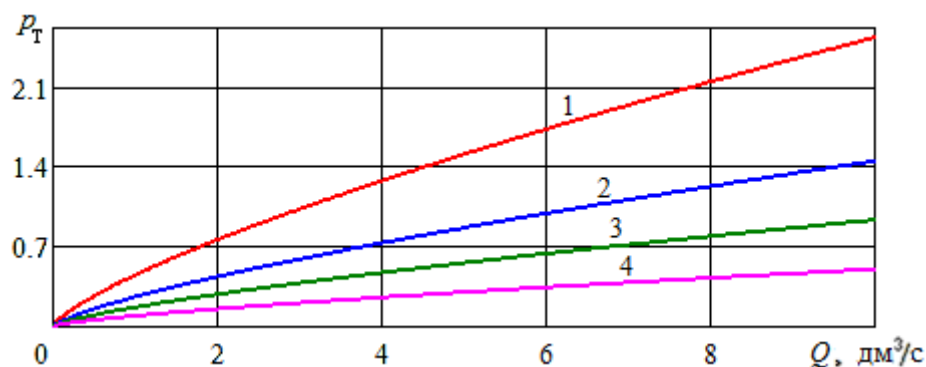


Рисунок 4.1 – Характеристика трубопровода при транспортировании ПС-2 ($d=50$ мм): 1 – 65°C ; 2 – 75°C ; 3 – 85°C ; 4 – 95°C

По рисунку 4.1 видно, как увеличиваются гидравлические потери с падением температуры ПС-2. Например, при $Q = 5$ $\text{дм}^3/\text{с}$ снижение температуры с 85°C до 65°C приводит к росту потерь давления в 2,7 раза. Такое явление обусловлено увеличением вязкости ПС при снижении температуры.

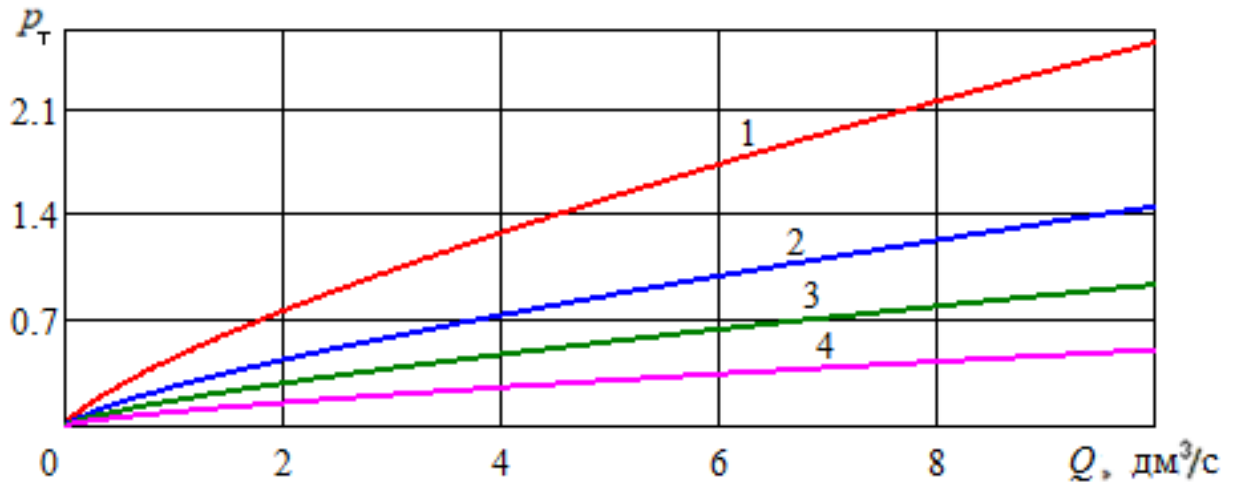


Рисунок 4.2 – Характеристика трубопровода при транспортировании ПС-2 (85°C): 1 – $d=40$ мм; 2 – 44 мм; 3 – 50 мм; 4 – 60 мм

По рисунку 4.2 видно, как уменьшаются гидравлические потери с увеличением диаметра трубопровода: для $Q = 10$ $\text{dm}^3/\text{с}$ при $d=40$ мм $p_T = 1,88$, а при $d=60$ мм – $p_T = 0,52$.

На рисунке 4.3 показано, как сильно состав образца ПС влияет на характеристику трубопровода. При $Q = 10$ $\text{dm}^3/\text{с}$ у ПС-2 $p_T = 0,865$; у ПС-3 $p_T = 1,27$; у ПС-4 $p_T = 5,54$, у ПС-5 $p_T = 7,86$. Такой эффект связан с соответствующим увеличением коэффициента консистенции жидкости.

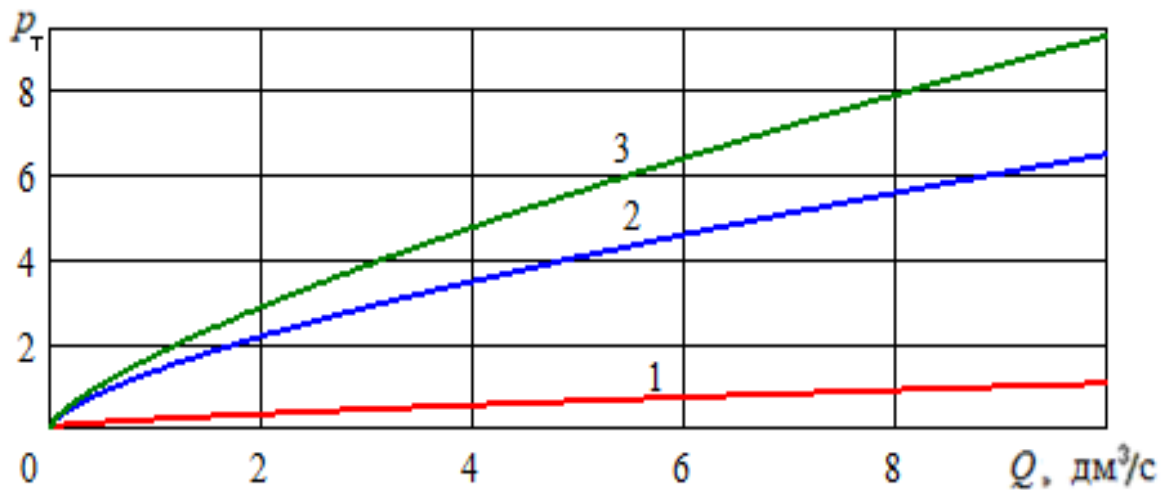


Рисунок 4.3 – Характеристика трубопровода при транспортировании разных образцов ПС (85°C, $d=50$ мм): 1 – ПС-2, 2 – ПС-4, 3 – ПС-5

4.2 Алгоритм расчета параметров системы транспортирования плавленых сыров в рабочей точке насосной установки

Метод расчета расхода перекачиваемой жидкости и перепада давления в РТНУ хорошо известен, его широко применяют для гидравлических систем с центробежными насосами (см. [11, 28, 39, 40] и др.). Такие расчеты с объемными насосами присутствуют лишь в отдельных публикациях [9, 41]. Расчеты же параметров системы транспортирования ПС в РТНУ отсутствовали до настоящего времени. Алгоритм такого расчета имеет особенности, обусловленные свойствами ПС. Принципиальная схема алгоритма расчета в РТНУ параметров системы транспортирования ПС представлена на рисунке 4.4. Перед расчетом задается образец ПС и КН, параметры которых будут использованы. **В блоке 1** для расчета необходимо задать следующие исходные данные:

Реологические параметры ПС:

Безразмерный индекс течения ПС m и коэффициент консистенции ПС K ($\text{Па} \cdot \text{с}^m$), если исследование выполняется при постоянной температуре ПС, или значения эмпирических констант в формулах (1.2), если предполагается исследование влияния температуры ПС.

Параметры КН (на примере [116, 123]):

Для расчета производительности:

- рабочий объем КН V (дм^3) – объем ПС, перекачиваемый насосом за один оборот при нулевом перепаде давления;
- эмпирические константы B , β , γ в формулах (2.3), (2.5).

Для расчета затраченной мощности:

- эмпирические константы A_W , A_F , θ в формуле (2.20).

Технические параметры трубопровода:

- L – длина трубопровода, м;
- d – внутренний диаметр трубопровода, м;
- z – количество поворотов трубопровода.

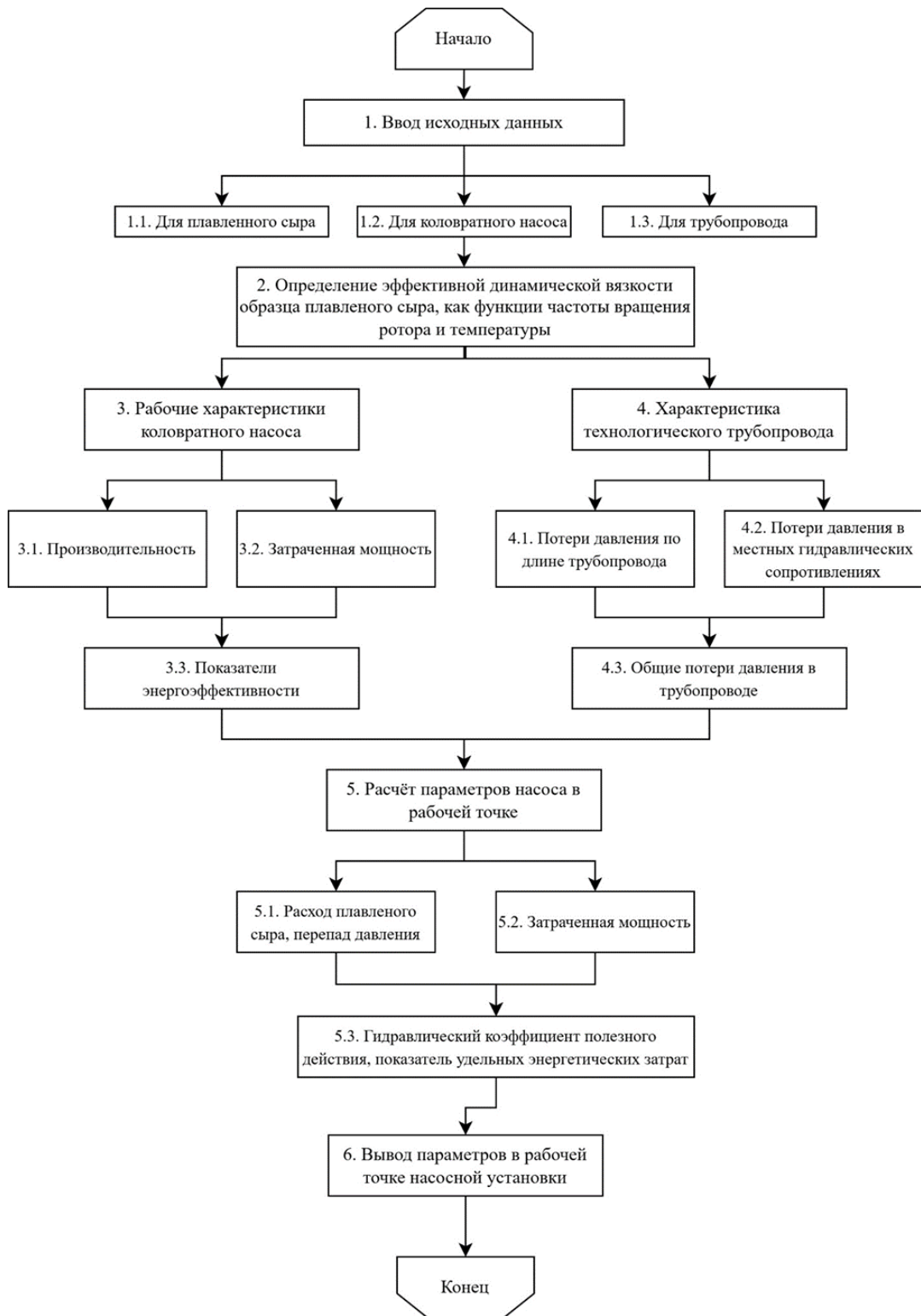


Рисунок 4.4 – Принципиальная схема алгоритма расчета гидравлической системы транспортирования ПС по трубопроводу

В блоке 2 определяется БЭДВ образца ПС как функции ЧВР n (с^{-1}) по формуле:

$$\bar{\mu} = K (2 \cdot \pi \cdot n)^{m-1} / \mu_0, \quad (4.8)$$

где $\mu_0 = 0,001 \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамическая вязкость воды при 20°C . Если предполагается исследование влияния температуры ПС, то величины m и K рассчитываются по формулам (1.2) при заданных значениях температуры.

В блоке 3 определяется рабочие характеристики КН.

3.1 Зависимость производительности КН $Q = f(n, p, \bar{\mu})$ рассчитывается по формулам (2.3), (2.5) с использованием эмпирических коэффициентов, заданных в блоке 1 и зависимости БЭДВ от ЧВР (4.8). Получаем функцию двух переменных (при постоянной температуре) $Q(n, p, \bar{\mu}(n))$.

3.2 Зависимость затраченной мощности КН от ЧВР, БДВ БПД $N(n, p, \bar{\mu})$ рассчитывается по формуле (2.20) с использованием эмпирических коэффициентов, заданных в блоке 1 и зависимости БЭДВ от ЧВР (4.8). При постоянной температуре получаем функцию двух переменных $N(n, p, \bar{\mu}(n))$.

3.3 По производительности и затраченной мощности определяются показатели энергетической эффективности КН (ГКПД η и ПУЭЗ E):

$$\eta = 100 \cdot p \cdot P_A \cdot Q(n, p, \bar{\mu}(n)) / N(n, p, \bar{\mu}(n)), \quad E = N(n, p, \bar{\mu}(n)) / Q(n, p, \bar{\mu}(n)). \quad (4.9)$$

В блоке 4 по формуле (4.7) определяется характеристика технологического трубопровода с использованием значений технических параметров, заданных в блоке 1.

В блоке 5 рассчитываются параметры в РТНУ.

5.1 Из равенства (4.7) выражается расход ПС: $Q = \Psi^{-1}(p)$. Уравнение (4.10) решается численным методом при заданной величине ЧВР n и определяется значение БПД в РТНУ $p_{\text{РТ}}$:

$$f(n, p_{\text{РТ}}, \bar{\mu}(n)) = \Psi^{-1}(p_{\text{РТ}}). \quad (4.10)$$

По найденному значению БПД рассчитывается расход ПС в РТНУ:

$$Q_{\text{РТ}} = f(n, p_{\text{РТ}}, \bar{\mu}(n)). \quad (4.11)$$

5.2 Затраченная мощность рассчитывается по БПД в РТНУ:

$$N_{\text{РТ}} = N(n, p_{\text{РТ}}, \bar{\mu}(n)). \quad (4.12)$$

В блоке 6 производится вывод результатов расчета в цифровой и графической форме.

Предложенный алгоритм был реализован в среде Mathcad. Разработанная программа прошла государственную регистрацию [47] (Приложение К).

4.3 Результаты гидравлического расчета для плавленого сыра

В данном подразделе рассмотрим реализацию разработанного алгоритма на примере транспортирования ПС-1. Этот образец ПС при температурах, характерных для производственного процесса, отличается сравнительно невысокой вязкостью. Расчеты были выполнены при следующих исходных данных: $m=0,863$; $K=0,412 \text{ Па}\cdot\text{с}^m$; $\theta=0,517$; $B = 1,356$; $\beta = 0,70$; $\gamma = 0,40$; $p_c=0,68$. Остальные параметры варьировались при выполнении расчетов.

4.3.1 Исследование влияния диаметра трубопровода

На рисунке 4.5 представлены результаты гидравлического расчета системы транспортирования ПС-1 с помощью КН РLP-2-1.5 при $L=30 \text{ м}$, $n=300 \text{ об/мин}$, 85°C и различных значениях диаметра трубопровода.

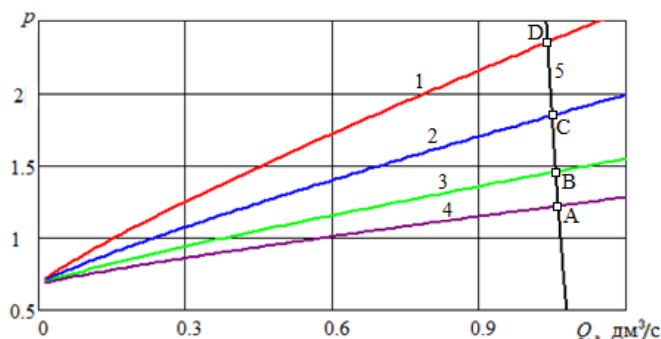


Рисунок 4.5 – Определение параметров в РТНУ при 85°C и различных значениях диаметра трубопровода: 1 – $d=36 \text{ мм}$; 2 – $d=40 \text{ мм}$; 3 – $d=45 \text{ мм}$; 4 – $d=50 \text{ мм}$; 5 – нагрузочная характеристика РLP-2-1.5

Пересечение характеристик КН и трубопровода на рисунке 4.5 (А, В, С, D) и далее представляют собой РТНУ. Значения параметров в указанных точках внесены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Параметры гидравлической системы в РТНУ транспортирования ПС-1 с помощью КН РЛР-2-1.5 при изменении диаметра трубопровода

d , мм	Q , дм ³ /с	p	N , кВт	η , %	E , кДж/дм ³	Re_{PL}
36	1,041	2,355	0,635	38,6	0,610	216,7
40	1,050	1,847	0,579	33,5	0,551	188,6
45	1,058	1,457	0,536	28,8	0,507	161,1
50	1,063	1,220	0,510	25,4	0,480	139,5

При увеличении диаметра резко уменьшает гидравлические потери по длине трубопровода. Согласно таблице 4.1 РТНУ смещается вниз, в область более высоких расходов и низких напоров. При этом расход увеличивается незначительно, а перепад давления снижается весьма существенно. Указанное уменьшение гидравлических потерь приводит к заметному снижению затраченной мощности. В результате ПУЭЗ снижается, что говорит о повышении энергетической эффективности гидравлической системы. При этом ГКПД уменьшается. Следовательно, в рассматриваемом случае целесообразно оценивать энергетическую эффективность установки с помощью ПУЭЗ, а не ГКПД.

Для проверки по формуле (4.4) были рассчитаны значения приведенного числа Рейнольдса, помещенные в последний столбец таблице 4.1. Значения Re_{PL} подтверждают, что в исследованных условиях реализуется ламинарный режим течения ПС. Причем с увеличением диаметра Re_P уменьшается, что связано со снижением скорости движения ПС по трубопроводу.

4.3.2 Исследование влияния длины трубопровода

На рисунке 4.6 представлены результаты гидравлического расчета системы транспортирования ПС-1 с помощью КН РLP-2-1.5 при $d = 40$ мм, $n=300$ об/мин, 85°C и различных значениях длины трубопровода.

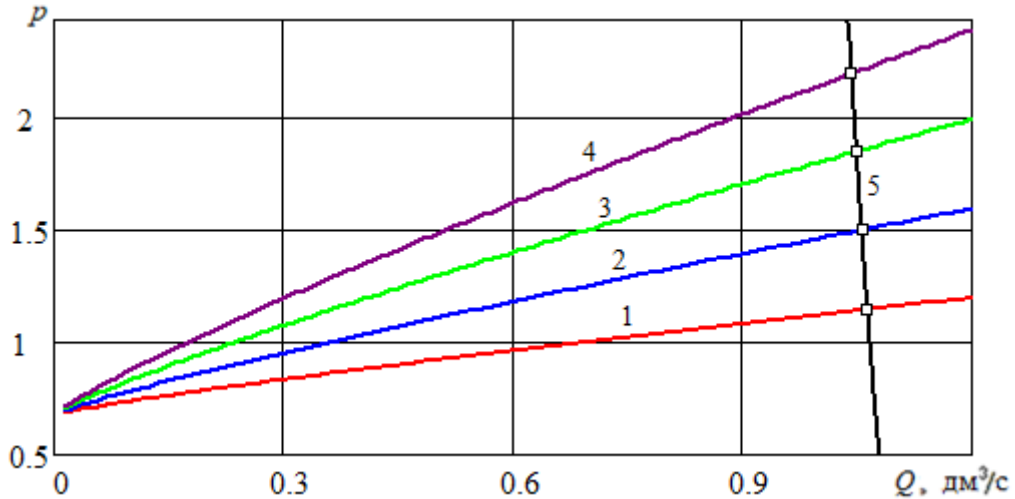


Рисунок 4.6 – Определение параметров в РТНУ при 85°C и различных значениях длины трубопровода: 1 – $L = 10$ м; 2 – $L = 20$ м; 3 – $L = 30$ м; 4 – $L = 40$ м; 5 – нагрузочная характеристика РLP-2-1.5

По рисунку 4.6 видно, что при увеличении длины трубопровода РТНУ смещается вверх, но нагрузочной характеристике КН. Значения параметров в РТНУ на рисунке 4.6 внесены в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Параметры гидравлической системы в РТНУ транспортирования ПС-1 с помощью КН РLP-2-1.5 при изменении длины трубопровода

L , м	Q , $\text{дм}^3/\text{с}$	p	N , кВт	η , %	E , $\text{кДж}/\text{дм}^3$
10	1,064	1,146	0,502	24,3	0.471
20	1,057	1,498	0,540	29,3	0.511
30	1,050	1,847	0,579	33,5	0,551
40	1,044	2,192	0,617	37,1	0,591

Удлинение трассы увеличивает ее гидравлическое сопротивление. Что приводит к заметному росту перепада давления и затраченной мощности. При этом по таблице 4.2 происходит небольшое снижение расхода. Поскольку насос работает в зоне более высоких перепадов давления, ГКПД растет. Значение ПУЭЗ в РТНУ также увеличивается. Как и в предыдущем пункте целесообразно оценивать энергетическую эффективность установки с помощью ПУЭЗ, а не ГКПД.

4.3.3 Исследование влияния частоты вращения ротора

На рисунке 4.7 представлены результаты гидравлического расчета системы транспортирования ПС-1 с помощью КН PLP-2-1.5 при 85°C , $d = 40$ мм, $L = 20$ м и различных значениях ЧВР. В отличие от рисунков 4.5 и 4.6 здесь одна характеристика трубопровода и три нагрузочных характеристики КН с разной ЧВР.

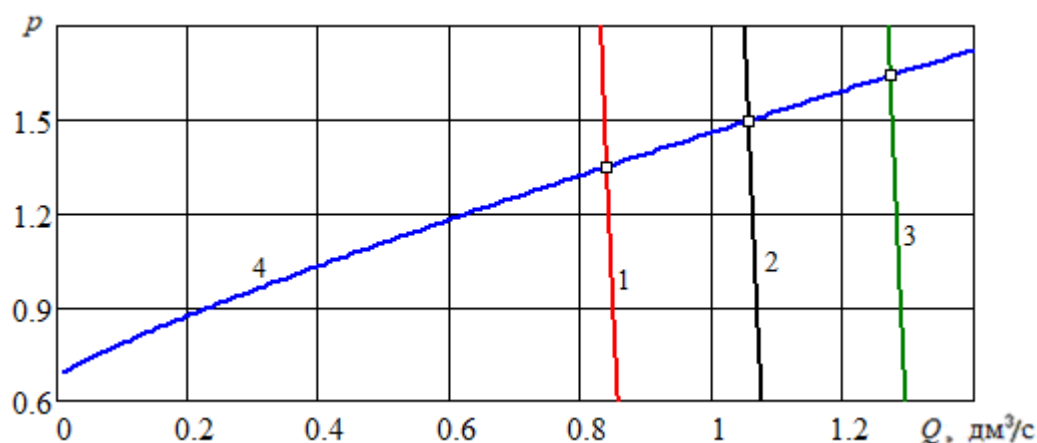


Рисунок 4.7 – Определение параметров в РТНУ при 85°C и различных значениях ЧВР: 1 – нагрузочная характеристика PLP-2-1.5 при $n=240$ об/мин; 2 – 300 об/мин; 3 – 360 об/мин; 4 – характеристика трубопровода ($d=40$ мм, $L=20$ м)

Согласно таблице 4.3 при увеличении ЧВР ротора наблюдается рост расхода в РТНУ, что соответствует формуле (2.3). Перепад давления в РТНУ увеличивается из-за роста гидравлического сопротивления при высоких расходах. Затраченная мощность растёт с увеличением ЧВР, что характерно для КН. ГКПД и ПУЭЗ изменяются не столь значительно, имея тенденцию к возрастанию.

Таблица 4.3 – Параметры гидравлической системы в РТНУ транспортирования ПС-1 с помощью КН РLP-2-1.5 при изменении ЧВР

n , об/мин	Q , дм ³ /с	p	N , кВт	η , %	E , кДж/дм ³
240	0,840	1,350	0,410	27,7	0,487
300	1,057	1,498	0,540	29,3	0,511
360	1,274	1,641	0,683	30,6	0,536

4.3.4 Исследование влияния температуры плавленого сыра

На рисунке 4.8 представлены результаты гидравлического расчета системы транспортирования ПС-1 с помощью КН РLP-2-1.5 при трех значениях температуры. Варьирование температуры приводит к изменению ЭДВ ПС-1, что влияет и на нагрузочную характеристику КН, и на характеристику технологического трубопровода. Поэтому на рисунке 4.8 присутствуют 6 линий (по 2 на каждую температуру).

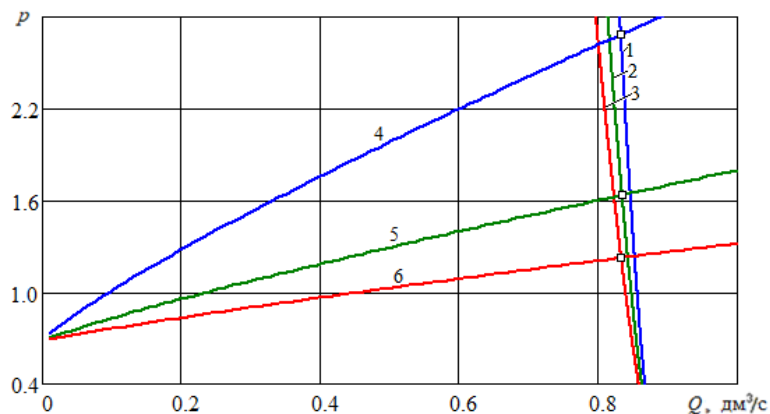


Рисунок 4.8 – Определение параметров в РТНУ при $n=240$ об/мин, $d=40$ мм, $L=30$ м и различных температурах: 1 и 4 – $T=75^\circ\text{C}$; 2 и 5 – $T=85^\circ\text{C}$; 3 и 6 – $T=95^\circ\text{C}$; 1, 2, 3 – нагрузочные характеристики РLP-2-1.5; 4, 5, 6 – характеристики трубопровода

Таблица 4.4 – Параметры гидравлической системы в РТНУ транспортирования ПС-1 с помощью КН РLP-2-1.5 при изменении температуры

$T^{\circ}\text{C}$	$\bar{\mu}$	$Q, \text{дм}^3/\text{с}$	p	$N, \text{кВт}$	$\eta, \%$	$E, \text{кДж/дм}^3$
75	571	0,832	2,686	0,606	36,9	0,728
85	265	0,833	1,636	0,435	31,4	0,521
95	149	0,835	1,225	0,357	28,6	0,428

Согласно таблице 4.4 увеличение температуры с 75 до 95°С приводит к уменьшению БЭДВ с 571 до 149 и снижению гидравлического сопротивления трубопровода. В результате БПД падает с $p=2,686$ до $p = 1,225$, затраченная мощность с 0,606 до 0,357 кВт, практически, при неизменном расходе. С ростом температуры ощутимо снижаются и ГКПД (на 22,5 %), и ПУЭЗ (41,2 %). В рассматриваемых условиях, как и в предыдущих пунктах, целесообразно оценивать энергетическую эффективность системы транспортирования с помощью ПУЭЗ, а не ГКПД.

4.3.5 Исследование влияния замены насоса

Рассмотрим влияние замены КН на параметры гидравлической системы в РТНУ при прочих одинаковых условиях ($d=40$ мм, $L=20$ м $n=240$ об/мин, $T=85^{\circ}\text{C}$). Были использованы рабочие характеристики трех насосов линейки РLP [116], различающиеся габаритами, мощностью электродвигателя и рабочим объемом: РLP 1-1.5 ($V=0,10$ дм³), РLP 2-1.5 ($V=0,22$ дм³), РLP 2-2.5 ($V=0,36$ дм³). Результаты расчета приведены на рисунке 4.9 и в таблице 4.5.

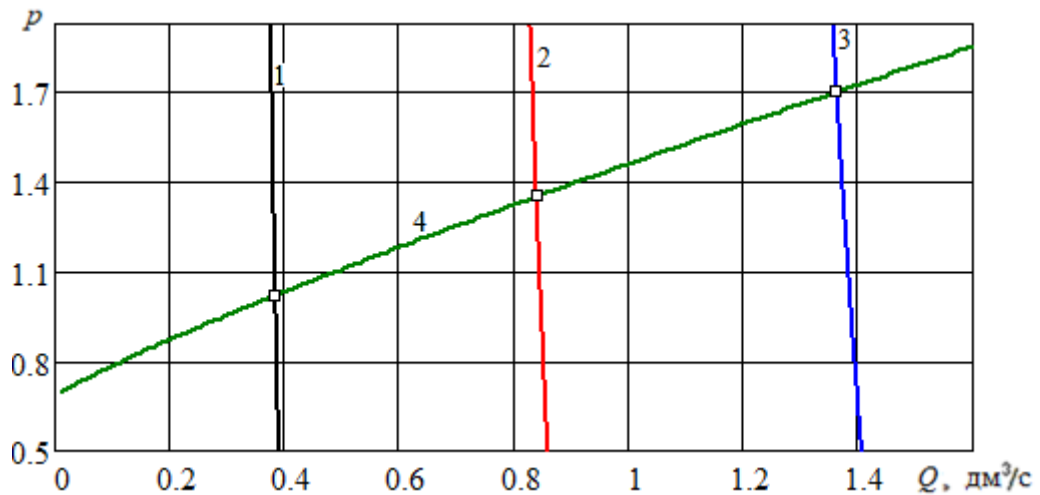


Рисунок 4.9 – Определение параметров в РТНУ при замене КН ($n=240$ об/мин, $d=40$ мм, $L=30$ м $T=85^{\circ}\text{C}$): 1 – нагрузочная характеристика PLP-1-1.5; 2 – PLP-2-1.5; 3 – PLP-2-2.5; 4 – характеристика трубопровода

Таблица 4.5 – Параметры гидравлической системы в РТНУ транспортирования ПС-1 при замене КН

КН	Q , дм ³ /с	p	N , кВт	η , %	E , кДж/дм ³
PLP 1-1.5	0,385	1,02	0,167	23,5	0,435
PLP 2-1.5	0,840	1,35	0,410	27,7	0,487
PLP 2-2.5	1,364	1,70	0,749	31,0	0,549

Согласно таблице 4.5 при переходе на насос с большим рабочим объемом значительно увеличивается расход, перепад давления и затраченная мощность. Это соответствует сдвигу РТНУ вправо-вверх по характеристике трубопровода. При этом возрастает и ГКПД, и ПУЭЗ, как и в предыдущих пунктах. Значит, в действительности, использование более мощного насоса при неизменном трубопроводе и ПС приводит к некоторому снижению энергетической эффективности. Так при замене КН PLP 1-1.5 на PLP 2-2.5 происходит увеличение производительности в 2,5 раза, затраченной мощности – в 3,5 раза, а ПУЭЗ возрастает на 26,2 %.

4.3.6 Исследование влияния изменения статического перепада давления

Рассмотрим влияние изменения статического БПД на параметры гидравлической системы в РТНУ при прочих одинаковых условиях ($d=50$ мм, $L=30$ м $n=300$ об/мин, ПС-1, $T=85^\circ\text{C}$).

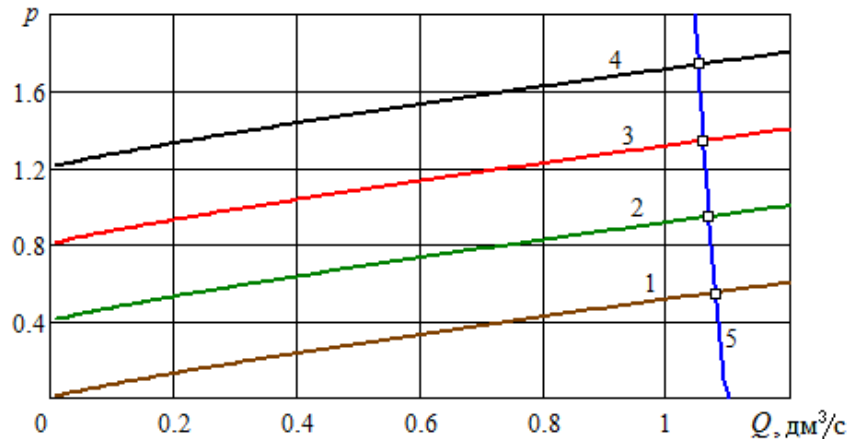


Рисунок 4.10 – Определение параметров в РТНУ при $n=300$ об/мин, $d=50$ мм, $L=30$ м, $T=85^\circ\text{C}$ и изменении статического БПД: 1 – $p_c=0$; 2 – $p_c=0,4$; 3 – $p_c=0,8$; 4 – $p_c=1,2$; 5 – нагрузочная характеристика РЛР-2-1.5

По рисунку 4.10 и таблице 4.6 видно, что с увеличением статического БПД в РТНУ заметно возрастают все параметры, за исключением расхода ПС; величина уменьшается совершенно незначительно.

Таблица 4.6 - Параметры гидравлической системы в РТНУ транспортирования ПС-1 с помощью КН РЛР-2-1.5 при изменении статического перепада давления

p_c	Q , дм ³ /с	p	N , кВт	η , %	E , кДж/дм ³
0	1,079	0,550	0,436	13,6	0,404
0,4	1,068	0,946	0,479	21,1	0,448
0,8	1,060	1,342	0,523	27,2	0,493
1,2	1,052	1,738	0,566	32,3	0,539

4.4 Результаты гидравлического расчета для плавленых сыров с большой вязкостью

В данном подразделе рассмотрим особенности и результаты расчета параметров при транспортировании образцов ПС с большой вязкостью.

4.4.1 Исследование влияния на параметры системы различных образцов плавленого сыра

На рисунке 4.11 и в таблице 4.7 представлено определение параметров гидравлической системы в РТНУ при транспортировании четырех образцов ПС с помощью КН РЛР 2-1.5 при $T=85^{\circ}\text{C}$, $d = 50$ мм, $n = 300$ об/мин. Причем ПС-1 и ПС-2 относятся к образцам со сравнительно небольшой вязкостью, а ПС-4 и ПС-5 – к высоковязким образцам ПС.

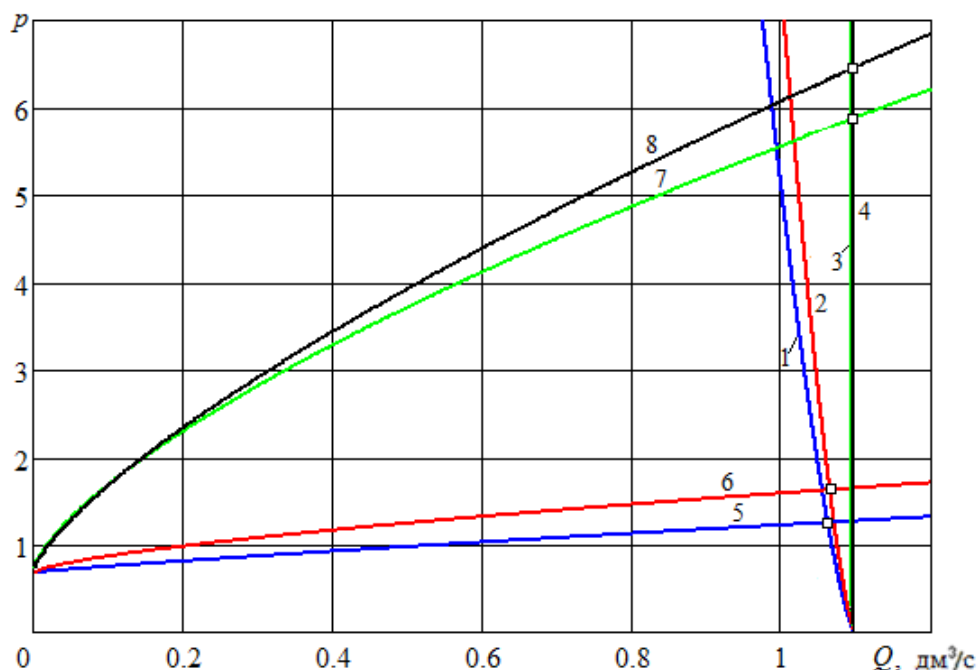


Рисунок 4.11 – Определение параметров в РТНУ при $n=300$ об/мин, $d=50$ мм, $L=30$ м и разных образцах ПС: 1 и 5 – ПС-1; 2 и 6 – ПС-2; 3 и 7 – ПС-4; 4 и 8 – ПС-5; 1, 2, 3, 4 – нагрузочные характеристики РЛР-2-1.5; 5, 6, 7, 8 – характеристики трубопровода

При подаче высоковязких образцов ПС-4 и ПС-5 нагрузочная характеристика перестает зависеть от $\bar{\mu}$ и p , на рисунке 4.11 линии 3 и 4 сливаются в одну вертикальную прямую; положение обеих РТНУ много выше и несколько правее, чем РТНУ при подаче ПС-1 и ПС-2.

Таблица 4.7 - Результаты расчета параметров гидравлической системы в РТНУ при транспортировании 4-х образцов ПС с помощью КН РЛР 2-1.5 при $T=85^{\circ}\text{C}$, $d = 50$ мм, $n = 300$ об/мин

ПС	$\bar{\mu}$	Q , дм ³ /с	p	N , кВт	η , %	E , кДж/дм ³
ПС-1	265	1,063	1,25	0,518	25,7	0,488
ПС-2	274	1,066	1,63	0,642	27,1	0,602
ПС-4	2282	1,10	5,84	1,441	44,6	1,31
ПС-5	3095	1,10	6,49	1,574	45,3	1,43

По таблице 4.7 в рассматриваемых условиях БЭДВ у образцов ПС-4 и ПС-5 на порядок больше, чем у образцов ПС-1 и ПС-2. В результате БПД увеличивается с 1,25 и 1,63 до 5,84 и 6,49, а затраченная мощность – с 0,518 и 0,642 кВт до 1,441 и 1,574 кВт, соответственно. При этом расход ПС увеличивается совершенно незначительно. ГКПД КН существенно повышается при перекачивании ПС-4 и ПС-5. Однако увеличение ПУЭЗ говорит о снижении энергетической эффективности при подаче более вязких образцов ПС. Что вполне согласуется с физическим смыслом: больше БЭДВ – выше гидравлические потери на трение – больше затраченная мощность (при неизменном расходе) – хуже энергоэффективность гидравлической системы транспортирования ПС.

4.4.2 Исследование влияния диаметра трубопровода на параметры системы в рабочей точке насосной установки

Далее рассмотрим результаты расчета при транспортировании ПС «Советский», относящегося к высоковязким образцам ПС, при $n = 60$ об/мин (1 с^{-1}) и $T = 80^\circ\text{C}$ $\mu_E = 37,9 \text{ Па}\cdot\text{с}$. Подача КН при столь большой вязкости не зависит от величины БПД, и равна своему теоретическому (наибольшему) значению $Q_T = 0,22 \text{ дм}^3/\text{с}$. Поэтому нагрузочная характеристика на всех рисунках данного подраздела выглядит как отрезок вертикальной прямой.

На рисунке 4.12 и в таблице 4.8 показано определение параметров гидравлической системы в РТНУ точке при транспортировании с помощью КН PLP-2-1.5 ПС «Советский» ($T = 80^\circ\text{C}$) $L = 15 \text{ м}$ и различных значениях диаметра трубопровода.

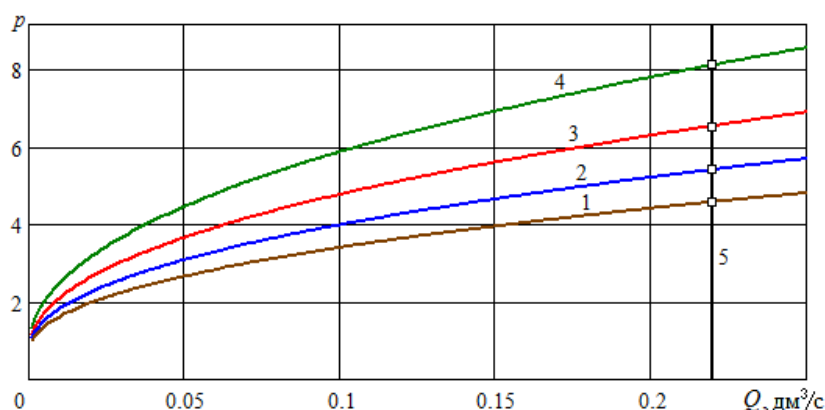


Рисунок 4.12 – Определение параметров в РТНУ КН PLP-2-1.5 ПС «Советский» при различных значениях диаметра трубопровода: 1 – $d = 45 \text{ мм}$; 2 – $d = 50 \text{ мм}$; 3 – $d = 55 \text{ мм}$; 4 – $d = 60 \text{ мм}$; 5 – нагрузочная характеристика PLP-2-1.5

Таблица 4.8 – Параметры гидравлической системы в РТНУ при транспортировании ПС «Советский» с помощью КН PLP-2-1.5 при $T = 80^\circ\text{C}$, $L = 15 \text{ м}$, $n = 60$ об/мин и различных значениях диаметра трубопровода

d , мм	p	N , кВт	η , %	E , кДж/дм ³
45	8,107	0,728	24,5	3,308

Продолжение таблицы 4.8

d , мм	p	N , кВт	η , %	E , кДж/дм ³
45	8,107	0,728	24,5	3,308
50	6,537	0,693	20,7	3,151
55	5,409	0,668	17,8	3,038
60	4,573	0,650	15,5	2,955

По таблице 4.8 влияние увеличения диаметра трубопровода на параметры гидравлической системы в РТНУ качественно такое же, как в таблице 4.1 (за исключением постоянства подачи). Однако имеются существенные количественные отличия, характерные для транспортирования ПС с особо высокой вязкостью. Во-первых, работа КН происходит при пониженных значениях ЧВР, значит, меньшей производительности. Во-вторых, столь большая ЭДВ ПС приводит к заметному увеличению БПД. Так при $d=50$ мм в таблице 4.1 $p = 1,063$, а в таблице 4.7 – $p = 6,537$. Увеличение затраченной мощности в таблице 4.7 по сравнению с таблицей 4.1 не столь значительно. Что связано с подачей, которая в таблице 4,7 примерно в 4,5 раза меньше, чем в таблице 4.1. В результате энергетические затраты на подачу единицы объема ПС в таблице 4.7 заметно выше, чем в таблице 4.1. Так при $d=50$ мм в таблице 4.1 $E = 0,480$ кДж/дм³, а в таблице 4.7 – $E = 3,151$ кДж/дм³. В действительности, сопоставимые энергозатраты еще выше, так как в таблице 4.1 представлены результаты расчета при $L=30$ м, а в таблице 4.7 – $L=15$ м.

4.4.3 Исследование влияния частоты вращения ротора

На рисунке 4.13 и в таблице 4.9 показано определение параметров гидравлической системы в РТНУ при транспортировании ПС «Советский» ($T=80^{\circ}\text{C}$) с помощью КН РЛР-2-1.5 $L=15$, $d = 55$ мм и различных значениях ЧВР.

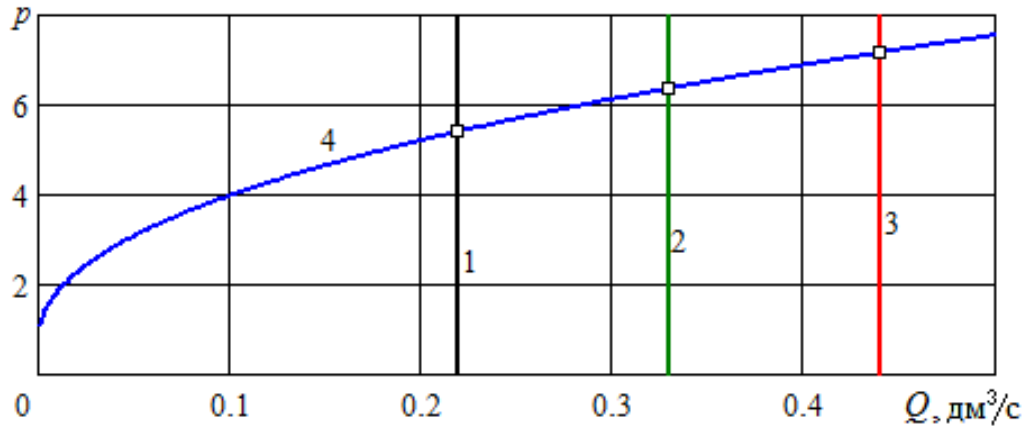


Рисунок 4.13 – Определение параметров в РТНУ ПС «Советский» при $d = 55$ мм и различных значениях ЧВР: 1 – нагрузочная характеристика PLP-2-1.5 $n = 60$ об/мин; 2 – 90 об/мин; 3 – 120 об/мин; 4 – характеристика трубопровода

Таблица 4.9 – Параметры гидравлической системы в РТНУ транспортирования ПС «Советский» с помощью КН PLP-2-1.5 при $T=80^{\circ}\text{C}$ и изменении ЧВР

n , об/мин	Q , $\text{дм}^3/\text{с}$	p	N , кВт	η , %	E , $\text{кДж}/\text{дм}^3$
60	0,22	5,409	0,668	17,8	3,036
90	0,33	6,366	0,951	22,1	2,882
120	0,44	7,161	1,233	25,6	2,803

По таблице 4.9 влияние увеличения ЧВР на параметры гидравлической системы в РТНУ качественно такое же, как в таблице 4.3, но при заметно больших значениях БПД и энергетических затратах на перекачивание 1 дм^3 ПС. Однако имеется отличие. В таблице 4.3 увеличение ЧВР с 240 до 360 об/мин привело к росту ПУЭЗ с $E = 0,487 \text{ кДж}/\text{дм}^3$ до $E = 0,536 \text{ кДж}/\text{дм}^3$. Тогда как в таблице 4.9 увеличение ЧВР с 60 до 120 об/мин привело к снижению ПУЭЗ с $E = 3,036 \text{ кДж}/\text{дм}^3$ до $E = 2,803 \text{ кДж}/\text{дм}^3$. Впрочем, последнее снижение ПУЭЗ составляет всего 7,7%. Причем увеличение ЧВР КН при транспортировании особо вязких образцов ПС ограничено условиями сохранности структуры продукта (см. подраздел 5.1).

4.4.4 Исследование влияния температуры плавленого сыра «Советский»

На рисунке 4.14 и в таблице 4.10 показано определение параметров гидравлической системы в РТНУ при транспортировании ПС «Советский» с помощью КН PLP-2-1.5, $L=15$, $d = 55$ мм, $n = 60$ об/мин и различных значениях температуры.

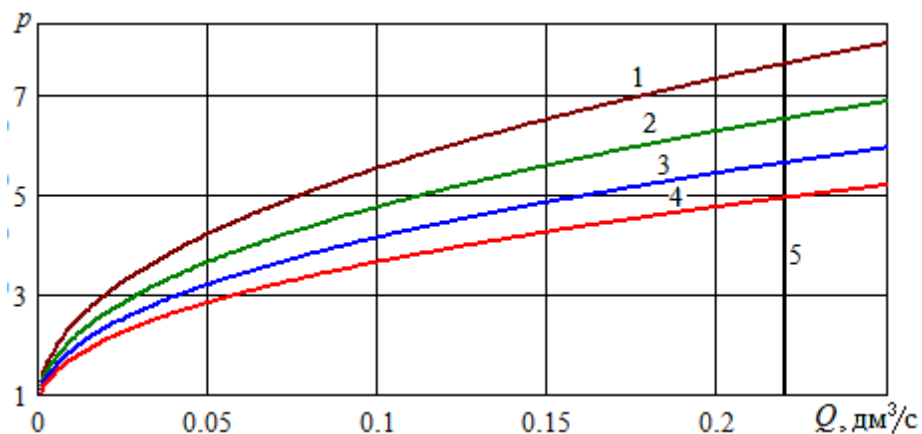


Рисунок 4.14 – Определение параметров в РТНУ КН PLP-2-1.5 ПС «Советский» при различных температурах: 1 – $T = 75^{\circ}\text{C}$; 2 – $T = 80^{\circ}\text{C}$; 3 – $T = 85^{\circ}\text{C}$; 4 – $T = 90^{\circ}\text{C}$

Таблица 4.10 – Параметры гидравлической системы в РТНУ при транспортировании ПС «Советский» с помощью КН PLP-2-1.5, $L=15$ м, $d = 55$ мм, $n = 60$ об/мин и различных значениях температуры

$T^{\circ}\text{C}$	μ , Па·с	p	N , кВт	η , %	E , кДж/дм ³
75	45,1	7,543	0,767	21,9	3,485
80	37,9	6,537	0,693	20,7	3,151
85	32,2	5,685	0,632	19,7	2,870
90	27,8	4,951	0,579	18,8	2,632

По таблице 4.10 из-за увеличения температуры с 75 до 90°C величина ЭДВ ПС «Советский» снизилась с $45,1$ до $27,8$ Па·с, что привело к уменьшению гидравлических потерь на трение, БПД и затраченной мощности. Расход ПС при

этом оставался постоянным, равным теоретической подаче КН (0,22 дм³/с). Поэтому ПУЭЗ снизился на 24,5% (с 3,485 до 2,632 кДж/дм³). Что говорит о необходимости сохранения температуры ПС при транспортировании для улучшения энергетической эффективности установки.

4.5 Выводы по главе

Разработанный алгоритм и компьютерная программа гидравлического расчета межоперационного транспортирования ПС по трубопроводу с помощью КН позволяет исследовать влияние различных факторов на производительность, затраченную мощность и показатели энергетической эффективности в РТНУ. Исследования позволили установить ряд закономерностей, важных для повышения эффективности использования КН для транспортирования ПС. При транспортировании сравнительно маловязких образцов ПС повышение температуры и снижение гидравлического сопротивления трубопровода приводит к некоторому росту производительности КН. Тогда как при транспортировании высоковязких образцов ПС (например, ПС «Советский») производительность в РТНУ не зависит от БЭДВ и БПД, определяется только рабочим объемом КН и ЧВР. Затраченная мощность КН на транспортирование любых исследованных образцов ПС в РТНУ возрастает как при снижении температуры (возрастании вязкости), так и при увеличении гидравлического сопротивления трубопровода. Во всех исследованных случаях увеличение гидравлического сопротивления трубопровода, ГКПД, и ПУЭЗ растет. Поэтому оценивать энергетическую эффективность трубопроводной системы транспортирования ПС в РТНУ следует по ПУЭЗ, а не по ГКПД.

ГЛАВА 5 ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РАЗРАБОТАННЫХ МОДЕЛЕЙ И АЛГОРИТМОВ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОТЫ КОЛОВРАТНЫХ НАСОСОВ

5.1 Допустимая частота вращения ротора коловратного насоса при транспортировании плавленых сыров различной вязкости

КИ-КН не рекомендуют использовать большие ЧВР при подаче высоковязких пищевых сред, так как это может привести к неустойчивой работе агрегатов, а также к нарушению структуры и снижению качества продукта. Некоторые КИ-КН указывают в технической документации ограничения либо на ЧВР при определенных значениях БДВ, либо на БДВ при определенных значениях ЧВР.

В таблице 5.1 приведены допустимые значения БДВ при заданной ЧВР n КН серии Vitalobe [101]. При большей вязкости производителем не гарантируется надежная работа КН. Прочерк в таблице 5.1 означает, что компания не рекомендует использовать КН указанной марки при такой ЧВР.

Таблица 5.1 – Допустимые значения БДВ при заданной ЧВР КН Vitalobe [101]

Марка	n , об/мин								
	100	200	300	400	500	600	700	800	900
215	30000	10000	6000	4000	2000	800	400	200	100
220	50000	20000	13000	9000	5000	2500	1000	500	250
330	100000	50000	30000	20000	15000	10000	5000	-	-

Таблицей 5.1 можно непосредственно воспользоваться лишь для ньютоновских жидкостей, так как не учитывается зависимость ЭДВ от сдвига скорости ω . У многих пищевых сред, в том числе у ПС, ЭДВ зависит от градиента скорости. Как было показано ранее (п. 1.3), для описания реологических свойств

наиболее подходит модель степенной жидкости, формулы (1.1). Если связь между ЧВР КН n и ω оценить приближенной формулой: $\omega \approx 2\pi n$, то становится понятно, то для ПС невозможно независимо задавать ЧВР и БДВ.

Формулы (1.2) позволяют рассчитать реологические параметры K' и m по температуре определенного образца ПС. Далее для определенности воспользуемся результатами исследования реологических параметров образцов ПС [88] (Приложение Г).

Графики для определения допустимой ЧВР КН Vitalobe-215 будем строить в соответствии с рисунком 5.1. Нанесем точки с координатами $(n, \bar{\mu})$, где значения n – верхняя строка таблицы 5.1, $\bar{\mu}$ – строка БДВ, соответствующая Vitalobe-215. По указанным точкам находим линейную сплайн-интерполяцию 1. Далее по формуле (1.4) строим графики зависимостей БЭДВ от ЧВР для каждого образца ПС (линии 2, 3, 4 на рисунке 5.1). Точки пересечения соответствуют наибольшему допустимому значению ЧВР Vitalobe-215 при подаче определенного образца ПС. Например, для ПС-3 это точка А с ЧВР $n_A = 11,67 \text{ с}^{-1}$ или 700 об/мин. Следовательно, допустимая ЧВР КН Vitalobe-215 при подаче ПС-3 $n \leq 700 \text{ об/мин}$. Аналогично определяем по рисунку 5.1 при использовании названного КН для подачи ПС-2 – $n \leq 795 \text{ об/мин}$; ПС-4 – $n \leq 500$.

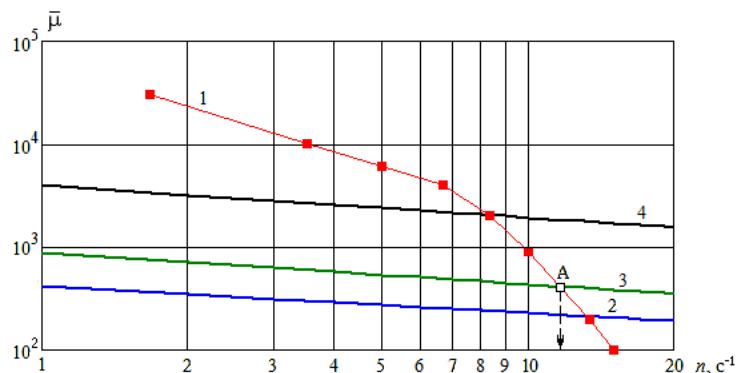


Рисунок 5.1 – Графики для определения допустимой ЧВР КН Vitalobe-215 при перекачивании трех образцов ПС (85°C): 1 – ограничения ЧВР КН Vitalobe-215; 2 – БЭДВ ПС-2, 3 – ПС-3, 4 – ПС-4

Рисунки 5.2 и 5.3 выполнены аналогичным образом. Линии 1-3 построены с помощью линейной сплайн-интерполяции по величинам БДВ из таблицы 5.1, а линии 4-7 рассчитаны по формуле (1.4), в которую были подставлены соответствующие значения температуры. Точки пересечения графиков позволяют определить допустимую ЧВР каждого КН для образцов ПС при определенной температуре.

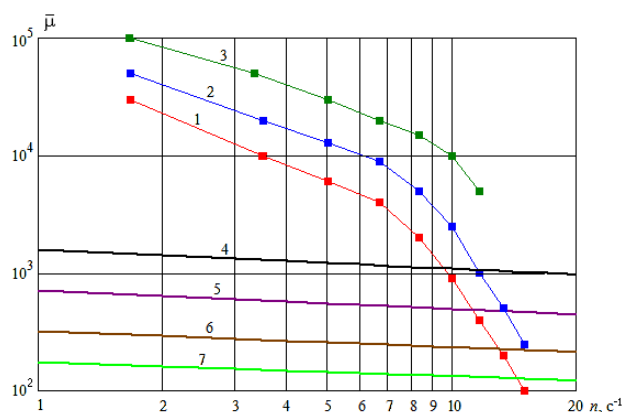


Рисунок 5.2 – Графики для определения допустимой ЧВР КН при изменении температуры ПС-1: 1, 2, 3 – ограничения ЧВР КН Vitalobe-215, 220 и 330, соответственно; 4 – результат расчета БЭДВ ПС-1 при 65°C, 5 – 75°C, 6 – 85°C, 7 – 95°C

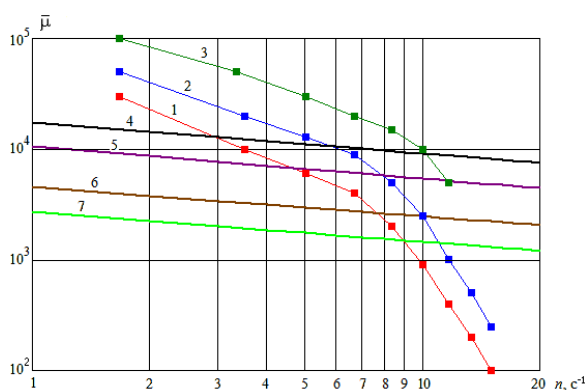


Рисунок 5.3 – Графики для определения допустимой ЧВР КН при изменении температуры ПС-5:

1, 2, 3 – ограничения ЧВР КН Vitalobe-215, 220 и 330, соответственно;
4 – результат расчета БЭДВ ПС-5 при 65°C, 5 – 75°C, 6 – 85°C, 7 – 95°C

Допустимые ЧВР, определенные по рисунку 5.2 внесены в таблицу 5.2, по ним рассчитана величина БЭДВ $\bar{\mu}$, теоретической подачи Q_T и Q_P по формуле (2.9) при двух значениях безразмерного перепада давления p . При температуре 95°C ПС-1 имеет сравнительно небольшую БЭДВ $\bar{\mu} = 125$, потому Q_P тем меньше Q_T , чем больше перепад давления. С уменьшением температуры частота $n_{\text{доп}}$ уменьшается, а $\bar{\mu}$ увеличивается. В результате разница между Q_P и Q_T уменьшается. При температуре 65°C ЭДВ ПС-1 выросла так ($\bar{\mu} > 1000$), что $Q_P = Q_T$ вне зависимости от перепада давления.

Таблица 5.2 – Допустимые ЧВР и соответствующие им подачи КН Vitalobe-220 для ПС-1

$T^{\circ}\text{C}$	$n_{\text{доп}}$, об/мин	$\bar{\mu}$	Q_T , дм ³ /с	Q_P , дм ³ /с	
				при $p = 1$	при $p = 5$
65	696	1063	4,52	4,52	4,52
75	811	472	5,27	5,18	4,93
85	912	220	5,93	5,25	3,56
95	950	125	6,17	5,07	2,51

По рисунку 5.3 БЭДВ ПС-5 больше 1000 в рабочем диапазоне ЧВР при всех исследованных температурах вплоть до 95°C. Поэтому во всех случаях $Q_P = Q_T$, в таблицах 5.3 и 5.4 (в отличие от таблицы 5.2) нет двух последних столбцов.

Таблица 5.3 – Допустимые ЧВР и соответствующие им подачи КН Vitalobe-215 для ПС-5

$T^{\circ}\text{C}$	$n_{\text{доп}}$, об/мин	$\bar{\mu}$	$Q_P=Q_T$, дм ³ /с
65	196	12503	0,785
75	284	6723	1,13
85	468	2637	1,87
95	546	1492	2,18

Таблица 5.4 – Допустимые ЧВР и соответствующие им подачи КН Vitalobe-220 для ПС-5

$T^{\circ}\text{C}$	$n_{\text{доп}}, \text{об/мин}$	$\bar{\mu}$	$Q_P=Q_T, \text{дм}^3/\text{с}$
65	362	10511	2,35
75	481	5770	3,12
85	502	2465	3,91
95	673	1411	4,37

По рассчитанным таблицам 5.3 и 5.4 можно подобрать КН с необходимой подачей. Пусть для транспортирования ПС-5 при 75°C необходимо подобрать КН, обеспечивающий подачу $Q = 2 \text{ дм}^3/\text{с}$. По таблице 5.4 наибольшую подачу, которую может обеспечить в этих условиях КН Vitalobe-215 ($V_1=0,24 \text{ дм}^3$) всего $1,13 \text{ дм}^3/\text{с}$. Поэтому придется обратиться к следующему в серии КН Vitalobe-220, у которого большая величина $V_1=0,39 \text{ дм}^3$, но и большие энергозатраты. КН Vitalobe-220 по таблице 5.4 может в рассматриваемых условиях обеспечить подачу до $3,12 \text{ дм}^3/\text{с}$. Современные КН позволяют устанавливать необходимую ЧВР. В данном случае она будет равна $Q/V_1 = 2/0,39 = 5,128 \text{ с}^{-1}$ или 308 об/мин. Предложенный метод позволяет определить допустимую ЧВР некоторого КН при известной зависимости БЭДВ перекачиваемой жидкости от ω . Если Vitalobe-220 подает ПС-1 при температуре 85°C , то допустимая ЧВР 912 об/мин. Если температура ПС-1 снизится до 75°C , то ЭДВ возрастет, а допустимая ЧВР станет меньше (811 об/мин). Для ПС с БЭДВ выше 500 метод позволяет выбрать КН и ЧВР, обеспечивающие необходимую подачу, при любом допустимом перепаде давления.

5.2 Оценка рабочих характеристик колесных насосов российского производства

Пищевые КН выпускает целый ряд российских предприятий. Однако российские КИ-КН на своих Интернет-ресурсах ограничиваются указанием только основных технических параметров [3, 56, 58, 61, 62]. Например, в таблице 5.5 приведены технические параметры линейки КНП пищевых КН производства ООО

«Технология». Обозначения в таблице 5.5: V – рабочий объем КН (теоретический объем жидкости, перекачиваемый за один оборот ротора); D – диаметр входного и выходного патрубка, N_E – мощность электродвигателя).

Таблица 5.5 – Технические параметры пищевых КН линейки КНП [61]

Марка	V , дм ³	D , мм	Q , м ³ /час	N_E , кВт
КНП-3	0,03	25	0,30-0,80	0,55
КНП-6	0,06	25	0,65-1,6	0,75
КНП-8	0,08	32	0,85-2,1	1,5
КНП-12	0,12	38	1,3-3,2	2,2
КНП-20	0,20	38	2,1-5,4	3,0
КНП-30	0,30	51	3,2-6,4	4,0
КНП-36	0,36	51	3,8-7,6	4,0
КНП-52	0,52	51	5,6-11	5,5
КНП-66	0,66	63	7,1-14	7,5
КНП-78	0,78	63	9-18	7,5
КНП-100	1,00	76	11-22	11
КНП-135	1,35	89	15-30	15
КНП-160	1,60	102	17-34	18,5
КНП-200	2,00	102	21,6-43	22

В таблице 5.5 приведена подача (на воде) при минимальной рекомендуемой рабочей частоте вращения ротора $n_{min} = 200$ об/мин (или $3,33 \text{ с}^{-1}$) и максимальной – $n_{max} = 400$ об./мин ($6,67 \text{ с}^{-1}$). Для некоторых насосов серии КНП эти две точки показаны на рисунке 5.4. Через указанные точки проведены прямые. Видно, что все прямые проходят через начало координат. Из п. 2.1 следует, что это соответствует перепаду давления $P = 0$, как показано на рисунке 2.1. Следовательно, [61] приведены данные производительности при отключении КН от технологического трубопровода.

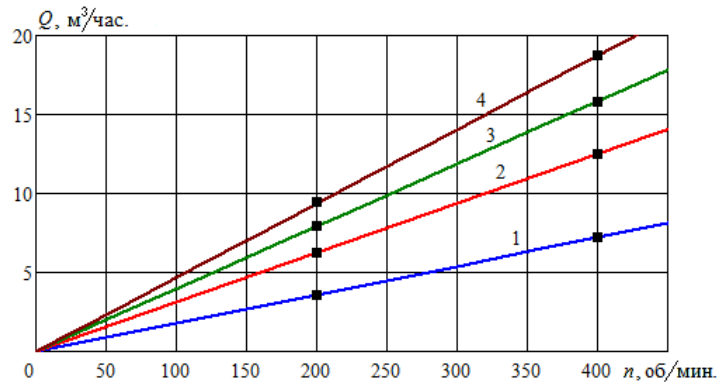


Рисунок 5.4 – Зависимость подачи воды от ЧВР: 1 – КНП-30, 2 – КНП-52, 3 – КНП-66, 4 – КНП-78. Точки – данные [61], линии – расчет по формуле (2.1)

Ранее получена зависимость подачи КН от БПД, ЧВР и БДВ (2.5), содержащая эмпирические константы. Найти эмпирические константы γ (показатель влияния вязкости жидкости на производительность КН) и β (показатель влияния БПД) по данным [61] не представляется возможным, так как они не содержат зависимости подачи КН от перепада давления и от вязкости перекачиваемой субстанции.

Предлагается в таком случае для оценки производительности КНП при транспортировании пищевых высоковязких сред воспользоваться методом аналогий – использовать результаты испытаний КН аналогичной конструкции с двухкулачковым ротором и близким объемом подачи за один оборот ротора V . В качестве примера рассмотрим КНП-30 из таблицы 5.4.

В наименовании (КНП-30) число 30 означает объем жидкости в литрах, подаваемой за 100 оборотов, то есть $V = 0,30 \text{ дм}^3$. В качестве аналога можно использовать агрегат компании Romac Pumps Co [116] PLP 2-2 с таким же рабочим объемом.

Тогда по формуле (2.5) можем рассчитать влияние на производительность КНП-30 не только ЧВР, как на рисунке 5.4, но БПД и БДВ (рисунки 5.5, 5.6).

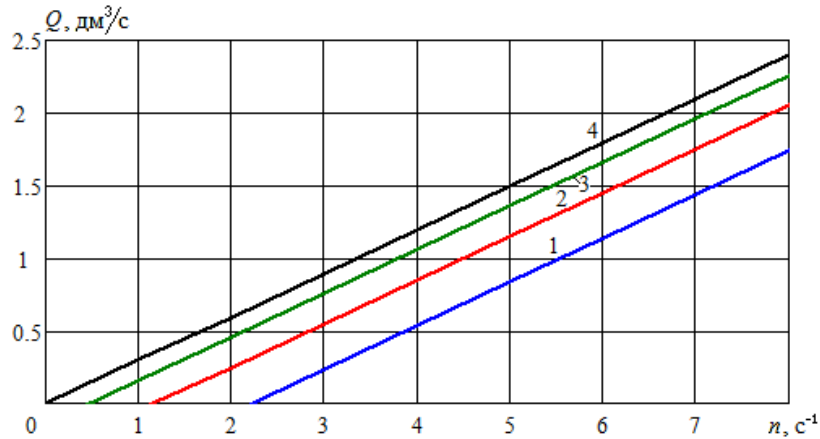


Рисунок 5.5 – Зависимость подачи КНП-30 от ЧВР при $p = 2$ и четырех значениях БДВ: 1 – $\bar{\mu} = 1$; 2 – $\bar{\mu} = 5$; 3 – $\bar{\mu} = 50$; 4 – $\bar{\mu} = 1000$

По рисунку 5.5 видно, что при $p = 2$, чтобы начать транспортировать воду, ЧВР КНП-30 должна быть не менее $2,3 \text{ с}^{-1}$. Тогда как подача высоковязких сред ($\bar{\mu} > 1000$), в том числе ПС, будет производиться при любых малых значениях ЧВР.

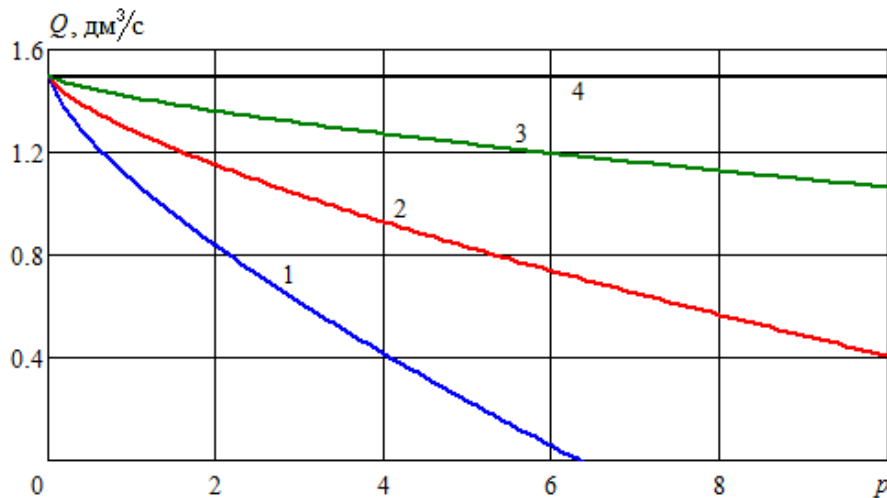


Рисунок 5.6 – Зависимость подачи КНП-30: от БПД при $n = 5 \text{ с}^{-1}$: и четырех значениях БДВ: 1 – $\bar{\mu} = 1$; 2 – $\bar{\mu} = 5$; 3 – $\bar{\mu} = 50$; 4 – $\bar{\mu} = 1000$

По рисунку 5.6 подача воды с помощью КНП-30 невозможна, если БПД превысит $p = 6,5$. Тогда как подача более вязких пищевых сред, в том числе ПС, возможна и при больших значениях БПД. Подача высоковязких сред ($\bar{\mu} > 1000$) с помощью КНП-30 не будет зависеть от БПД, она равна теоретическому значению.

Результаты расчета затраченной мощности КНП-30 по формуле (2.22) показаны на рисунке 5.7. При этом значения эмпирических констант приняты такими же, как у насоса-аналога ($b_1=1,10$; $b_2=0,154$; $b_3=0,113$; $\theta=0,517$), а механическая работа за один оборот КНП-30 была рассчитана по его КПД: $A_N=0,021$ кДж. Последнее предположение снижает точность расчета. Предельная относительная погрешность определения Q составляет 10%, тогда как N – 20%.

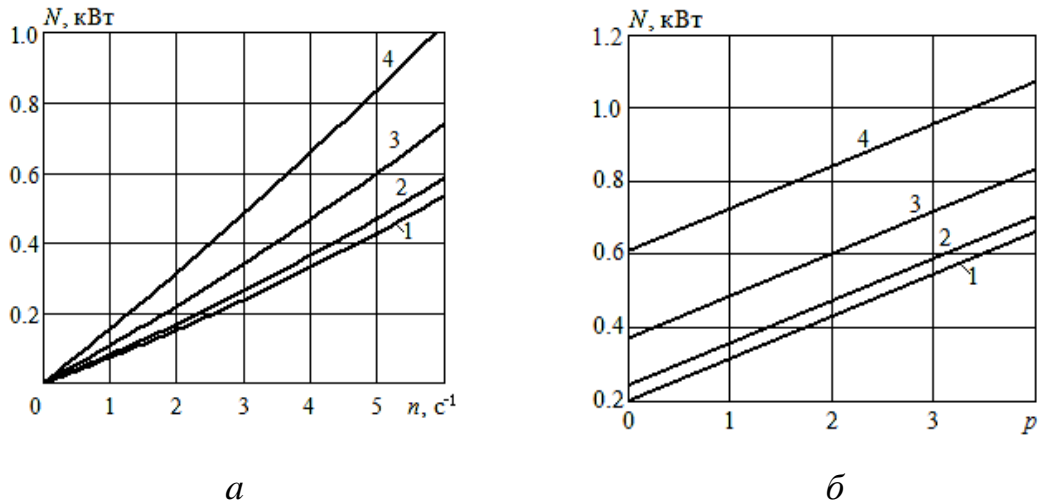


Рисунок 5.7 – Зависимость затраченной мощности КНП-30:
 (а) – от ЧВР при $p=2$; (б) – от p при $n=5$ с^{-1} : 1 – $\bar{\mu}=2$; 2 – $\bar{\mu}=20$;
 3 – $\bar{\mu}=200$; 4 – $\bar{\mu}=1000$

В зависимости от предоставляемых технических данных КИ-КН метод оценки рабочих характеристик может корректироваться. Так российские предприятия [59, 61] производят КН марки ОНР (или их аналог ВЗ-ОРА). Для ОНР-2 [59] указан рабочий диапазон ЧВР (от 374 до 740 об/мин) и соответствующий им диапазон подачи: от 0,5 до 2,0 $\text{м}^3/\text{час}$ при номинальном перепаде давления $P = 200$ кПа. На рисунке 5.8, а показаны эти две экспериментальные точки. Прямая линия, проведенная через указанные точки, позволяет найти $V=0,30$ дм^3 и $n_0 = 2,22$ с^{-1} ; (при $p=2$). Откуда в формуле (2.3) значение эмпирической константы будет $B = 1,45$.

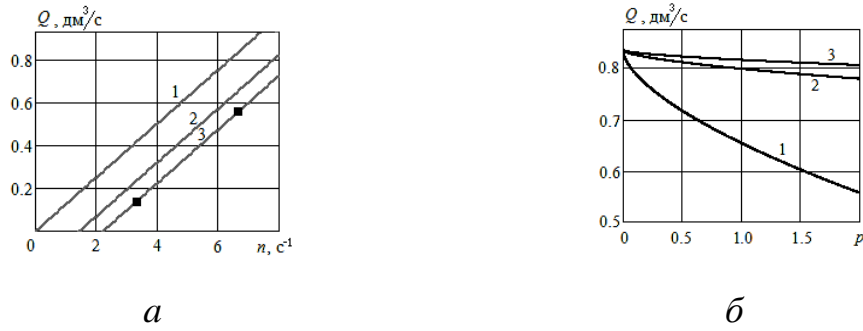


Рисунок 5.8 – Зависимость подачи ОНР-2 (а) – от ЧВР при $\bar{\mu}=1$: 1 – $p=0$; 2 – $p=1$; 3 – $p=2$; (б) – от p при $n=6,67 \text{ c}^{-1}$: 1 – $\bar{\mu}=1$; 2 – $\bar{\mu}=25$; 3 – $\bar{\mu}=92$

Для насосов ОНР в [59] приведен рабочий диапазон вязкости перекачиваемой жидкости ($\bar{\mu} = 25-92$). По рисунку 5.8, б видно (линии 2 и 3), что в указанном диапазоне БДВ подача КН мало отличается от теоретического значения и с ростом перепада давления снижается незначительно. Тогда как для воды подача много меньше и сильно падает с увеличением p (линия 1)

Полученные рабочие характеристики КН позволяют рассчитать параметры системы транспортирования ПС в РТНУ с помощью разработанной программы [47], как в главе 4. В качестве примера рассмотрим систему транспортирование ПС-1 по круглой трубе диаметром d , длиной $L=30$ м с помощью насоса КНП-30 при статическом перепаде давления 50 кПа ($p_c=0,5$). На рисунках 5.9-5.11 приведены результаты расчета при различных значениях задаваемых параметров.

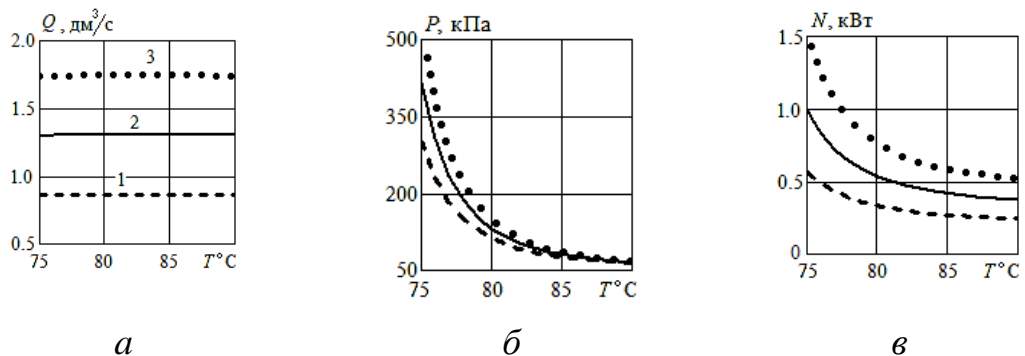


Рисунок 5.9 – Зависимость параметров в РТНУ КНП-30 от температуры при $d=40$ мм и изменении ЧВР: 1 – $n=3,33 \text{ c}^{-1}$; 2 – 5 c^{-1} ; 3 – $6,67 \text{ c}^{-1}$; (а) – подача, (б) – перепад давления, (в) – затраченная мощность

По рисункам 5.9, *а* и 5.10, *а* расход мало изменяется как с уменьшением температуры ПС-1, так и с увеличением диаметра технологического трубопровода. Снижение температуры ПС-1 и уменьшение диаметра трубопровода приводят к заметному увеличению гидравлических потерь и затраченной мощности КН, как показано на рисунках 5.9, *б*, 5.9, *в*, 5.10, *б*, 5.10, *в*.

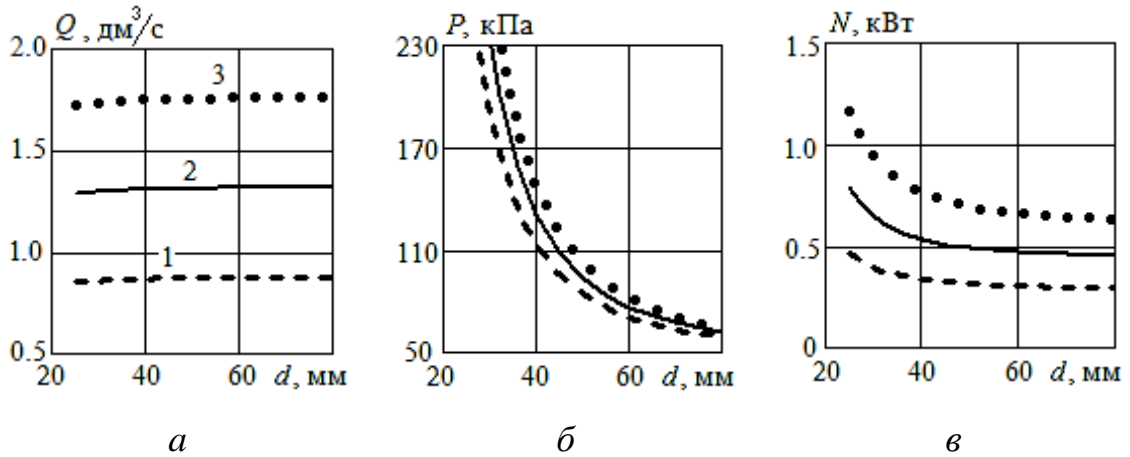


Рисунок 5.10 – Зависимость параметров в РТНУ КНП-30 от диаметра при 80°C и изменении ЧВР: 1 – $n=3,33 \text{ c}^{-1}$; 2 – 5 c^{-1} ; 3 – $6,67 \text{ c}^{-1}$; (*а*) – подача, (*б*) – перепад давления, (*в*) – затраченная мощность

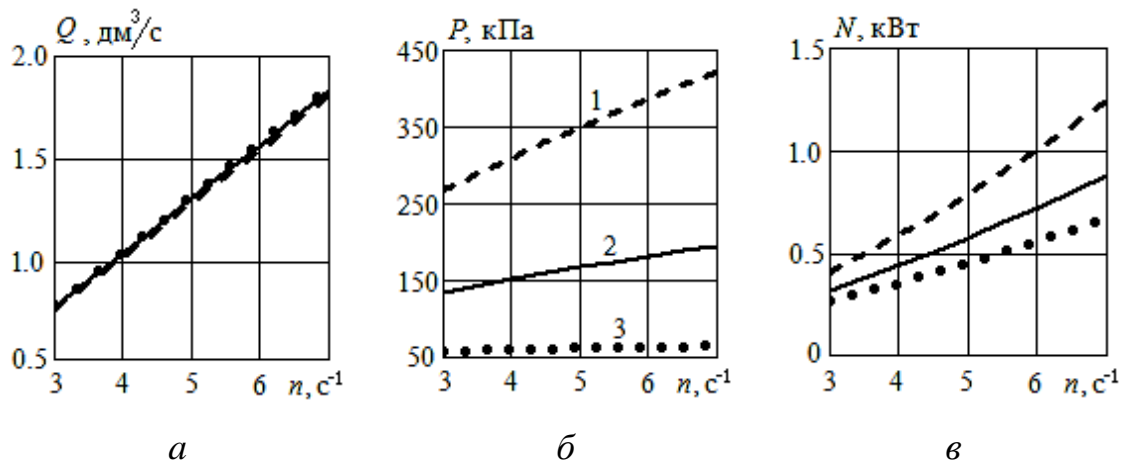


Рисунок 5.11 – Зависимость параметров КН в в РТНУ КНП-30 от ЧВР при 80°C и разных значениях диаметра: 1 – $d=25 \text{ мм}$; 2 – 35 мм ; 3 – 80 мм ; (*а*) – подача, (*б*) – перепад давления, (*в*) – затраченная мощность

При увеличении ЧВР на рисунке 5.11 получили рост (близкий к линейному) и Q , и P , и N . При этом увеличение диаметра технологического трубопровода в наибольшей степени сказывается на перепаде давления на рисунке 5.11, б, в меньшей степени – на затраченной мощности на рисунке 5.11, в, и, практически, не влияет на расход жидкости на рисунке 5.11.

Таким образом, параметров технических паспортов насосов российского производства недостаточно для получения зависимости производительности КН от ЧВР, БПД и БДВ. Чтобы оценить зависимость подачи воды от БПД и ЧВР, необходимо, как минимум, знать Q при определенном перепаде давления и двух значениях ЧВР. Для оценки влияние вязкости перекачиваемой пищевой среды следует применить метод аналогий. Если подобрать насос-аналог с одинаковым рабочим объемом не удастся, следует перейти к безразмерной производительности, как в параграфе 3.1.

5.3 Оптимизация параметров системы транспортирования плавленых сыров

В предыдущих главах было выполнено исследование влияния различных факторов на показатели энергетической эффективности систем транспортирования ПС с помощью, серийно выпускаемых КН. При проектировании технологических линий по производству ПС учитывают не только эксплуатационные затраты, но и затраты на оборудование. Для систем водоснабжения разработаны и широко применяются методы решения оптимизационных задач. Имеются примеры решения таких задач и для технологического трубопровода [13, 18, 71].

Рассмотрим задачу определения оптимального диаметра трубопровода и КН для межоперационного транспортирования ПС. Пусть задана длина L технологического трубопровода для транспортирования ПС-1 с расходом Q_0 при некоторой температуре T_0 . Требуется подобрать внутренний диаметр трубопровода d_0 и насос из линейки КНП (см. п. 5.2), чтобы полные затраты (капитальные, приведенные к одному году, и эксплуатационные) были наименьшими.

Целевую функцию – полные затраты на изготовление и эксплуатацию системы межоперационного транспортирования ПС, можно представить следующим образом [13, 43]:

$$C = F \cdot C_K + C_E = F \cdot (C_{KO} + c_K d \cdot L) + (C_{EO} + c_E \cdot A_E), \quad (5.1)$$

где C_K , C_E – капитальные и эксплуатационные затраты, соответственно; C_{KO} , C_{EO} – капитальные и эксплуатационные затраты, не зависящие от диаметра трубопровода, соответственно; c_K – стоимость одного метра трубы; A_E – работа, затраченная электродвигателем насоса за время работы; F – коэффициент приведения капитальных (инвестиционных) затрат к одному году.

Чтобы отыскать значение d , при котором C достигает минимума, по методу Генероух [92] производную целевой функции (5.1) по диаметру приравнивают к нулю. В качестве F для оценки инвестиционных проектов принимают коэффициент возмещения капитала [79]:

$$F = r \cdot (1 + r)^k / [(1 + r)^k - 1], \quad (5.2)$$

где r – заранее определенная процентная ставка, k – определенный период. Использование метода Генероух в сочетании с (5.2) для определения оптимального диаметра трубопровода получило название Life-Cycle Cost Analysis (LCCA).

Для решения оптимизационной задачи необходимо знать, как зависит стоимость КН и трубопровода от определяющих параметров. В [49] было показано, что определяющим фактором для стоимости КН производства компаний Беларусь и Китай является рабочий объем V . Аналогичная ситуация со стоимостью КН российского производства. На рисунке 5.12 точками показаны данные из прайс-листа [62] (июль 2024 года). По рисунку видно, что зависимость стоимости КН $C_{румп}$ от V близка к линейной функции. Похожие данные и в прайс-листах других российских КИ-КН.

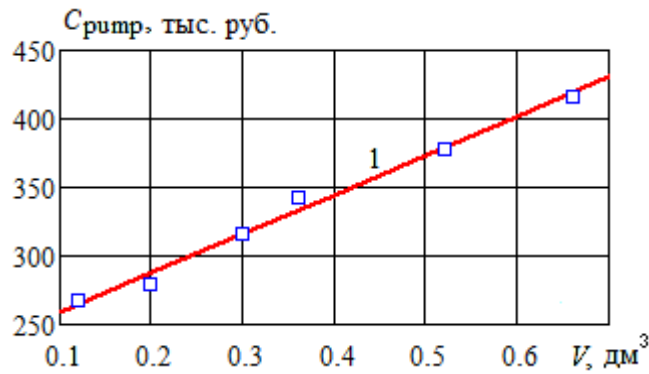


Рисунок 5.12 – Зависимость стоимости КН от рабочего объема.

Точки – данные прайс-листа [62], 1 – линейная аппроксимация

Стоимость труб очень сильно зависит от их типа. Здесь воспользуемся прайс-листом [60] (июль 2024 г.), на нержавеющие трубы марки AISI 304 EN10357 с толщиной стенки 1,5 мм. EN10357 – европейский стандарт, который устанавливает требования к гигиеническим трубам из нержавеющей стали для пищевой отрасли, AISI 304 – хромоникелевая сталь. Эти трубы не окисляются, не вступают в реакцию с пищевой средой, не подвергаются гниению и устойчивы к грибку и плесени.

На рисунке 5.13 представлена зависимость стоимости указанных труб от внутреннего диаметра. Видно, что эта зависимость близка к линейной:

$$C_{pipe} = B_0 \cdot d \cdot L = \Xi(d) \cdot L, \quad (5.3)$$

где L – длина трубопровода, м; коэффициент в $B_0 = 19$ тыс. руб/м².

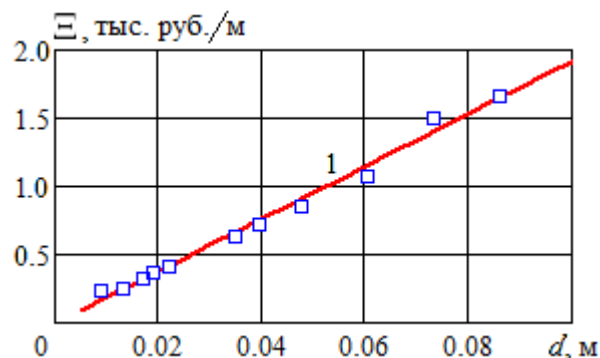


Рисунок 5.13 – Зависимость стоимости одного метра нержавеющей (зеркальных) труб от внутреннего диаметра.

Точки – данные прайс-листа [60], 1 – линейная аппроксимация

Если по технологическим требованиям толщина стенки должна быть больше, то стоимость труб увеличится. Тогда эмпирический коэффициент B_0 в формуле (5.3) будет больше.

Для подачи и затраченной мощности КН воспользуемся формулами из главы 2, которые могут быть преобразованы к такому виду:

$$Q = \psi_1(n, p, \bar{\mu}) = V_1 \cdot n - B_1 \cdot p \cdot \bar{\mu}^{-\alpha}, \quad (5.4)$$

$$N = \psi_2(n, p, \bar{\mu}) = n \cdot (a_0 + a_1 \cdot p + a_2 \cdot \bar{\mu}), \quad (5.5)$$

ЧВР n_0 , при которой будет достигнуто заданное значение расхода ПС Q_0 в РТНУ, находится из уравнения:

$$\psi_1(n_0, \Psi(Q_0, d_i)/P_A, \bar{\mu}(n_0, T_0)) = Q_0, \quad (5.6)$$

где функция $\Psi(Q_0, d_i)$ – характеристика трубопровода, рассчитывается по формуле (4.7).

Уравнение (5.6) было решено численным методом при ряде значений диаметра d_i . Найден соответствующий им ряд n_{0i} . По этим рядам рассчитывается ряд значений мощности КН:

$$N_i = \psi_2(n_{0i}, \Psi(Q_0, d_i)/P_A, \bar{\mu}(n_0, T_0)) \quad (5.7)$$

Потребляемая электронасосным агрегатом мощность N необходима, чтобы вычислить ежегодные затраты на электроэнергию:

$$C_{oper} = z \cdot A_E = z \cdot N \cdot t, \quad t = t_0 \cdot J \quad (5.8)$$

где z – стоимость электроэнергии (тыс. руб./кВт·час.); A_E – работа (кВт·час.), затраченная электродвигателем насоса за время t (час.); t_0 – продолжительность работы КН в сутки, J – количество дней в году. Заметим, что N определяется непосредственно по энергетической характеристике конкретного насоса.

В формуле (5.8) необходимо задать величину z . Тарифы на электроэнергию заметно меняются по регионам и, как правило, растут со временем. Здесь воспользуемся тарифами компании [68] для малых предприятий на июнь 2024 года:

- 1) Иркутская область ООО «Русэнергосбыт» $z_1 = 3,6697$ руб./кВт·час.
- 2) Кемеровская область, ОАО «Кузбассэнергосбыт», $z_2 = 7,1462$ руб./кВт·час.
- 3) Ленинградская область, ОАО «РКС Энергия», $z_3 = 10,658$ руб./кВт·час.

Часть общих затрат, зависящая от диаметра трубопровода, может быть представлена в виде суммы для каждого j -го насоса:

$$C_j = F(r,k) \cdot (CP_j + B_0 \cdot d \cdot L + z \cdot N_j \cdot t_0 \cdot J), \quad (5.9)$$

где CP_j – стоимость j -го насоса.

Решение уравнения $C'(d)=0$ позволяет найти оптимальный (экономичный диаметр) d_{0j} при использовании j -го насоса. Из полученного ряда d_{0j} следует выбрать значение, обеспечивающее наименьшую сумму затрат по формуле (5.9). При этом необходимо учесть ограничения, накладываемые на ЧВР для жидкостей с большой вязкостью.

Пример расчета выполним при следующих базовых условиях: $Q_0 = 1,2$ дм³/с, $z = z_2 = 7,1462$ руб./кВт·час, $L = 30$ м, $\Sigma\Theta = 3000$, $P_C = 500$ кПа, $r=0,1$, $k=10$, $t_0 = 8$ час. Пусть транспортируется ПС-1 при $T = 85^\circ\text{C}$ с помощью насоса линейки КНП. Чтобы не повредить структуру ПС, ЧВР ограничена $n \leq 250$ об/мин. При исследовании влияния различных факторов базовые значения параметров будут варьироваться.

На рисунке 5.14, *а* найдены значения ЧВР n_0 , при которых в заданной гидравлической системе расход достигнет Q_0 , они слабо зависят от диаметра. На рисунке 5.14, *б* показаны результаты расчета мощности КНП-30.

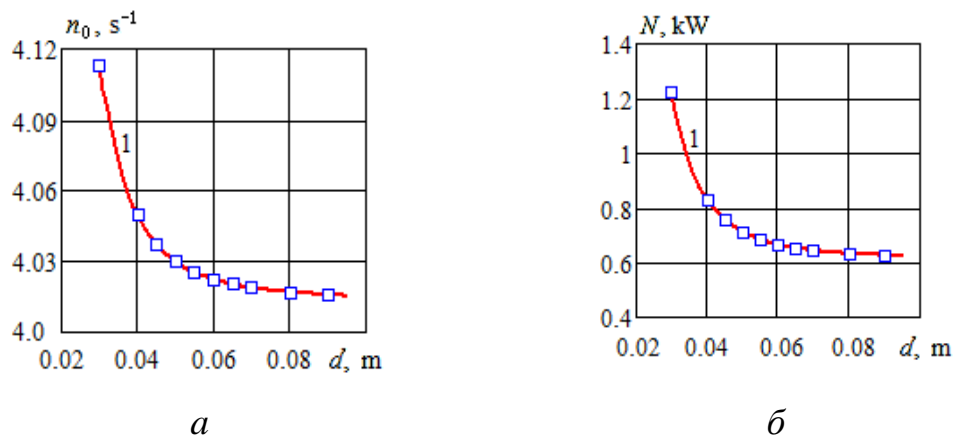


Рисунок 5.14 – Параметры установки КНП-30 при $Q_0 = 1,2$ дм³/с и заданных значениях диаметра трубопровода: *а* – ЧВР, *б* – мощность. Точки – результат расчета, 1 – аппроксимация

Затраченная мощность насоса N является убывающей функцией диаметра, что показано на рисунке 5.14, б. Производная от этой функции отрицательная. Это связано с тем, что при увеличении диаметра снижается гидравлическое сопротивление трубопровода, и для транспортирования ПС требуется насос меньшей мощности.

Число в обозначении КН соответствует теоретическому объему жидкости, перекачиваемой за 100 оборотов. Так у КНП-30 $V=0,30$ дм³. Теоретическое значение ЧВР равно $Q_0/V = 1,2/0,3=4,0$ с⁻¹. Необходимая ЧВР по рисунке 5.14, а превышает теоретическое значение всего на несколько процентов. Это обусловлено, во-первых, большой вязкостью ПС, во-вторых, сравнительно небольшим перепадом давления.

Зная N , можем рассчитать приведенные годовые затраты по формуле (5.9) для КНП-30. Аналогичным образом рассчитываются приведенные затраты и для других моделей КН. На рисунке 5.15 представлены результаты таких расчетов. Видно, что все графики имеют минимум, он соответствует наиболее экономичному диаметру соответствующей модели КН. По рисунку 5.15 получилось, чем меньше V , тем меньше приведенные годовые затраты. Однако еще необходимо учесть ограничение ЧВР.

В таблице 5.6 приведены рассчитанные значения оптимального диаметра для нескольких моделей КН, приведенные затраты, перепад давления, затраченная мощность и КПД при этом диаметре, а также необходимая ЧВР. Наименьшие приведенные затраты получились для КНП-20. Но $n_0 = 6,03$ с⁻¹ = 361,8 об/мин превышает допустимое значение. Это требование выполнено для КНП-30 $n_0 = 4,03$ с⁻¹ = 241,8 об/мин < 250 об/мин. Следовательно, агрегат КНП-30 должен быть рекомендован в заданных условиях из линейки КНП. Оптимальный диаметр уменьшается незначительно с увеличением V . Притом диаметр трубы приходится выбирать из номенклатуры реально производимых. В каталоге [60] имеется нержавеющая труба зеркальная 63.5x1.5x6000 и 76.1x1.5x6000. Первая имеет

внутренний диаметр 47,5 мм, меньше рассчитанного d_0 , вторая (73,1 мм) – заметно больше.

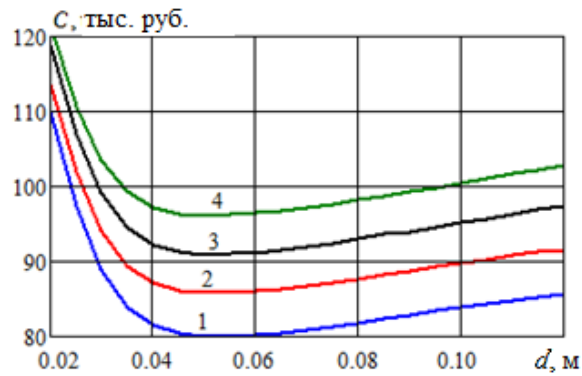


Рисунок 5.15 – Зависимость приведенных годовых затрат от диаметра трубопровода при $Q_0=1,2$ дм³/с, $t_0=8$ час и различных КН:

1 – КНП-20, 2 – КНП-30, 3 – КНП-36, 4 – КНП-52

Таблица 5.6 – Оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы при $Q_0=1,2$ дм³/с, $t_0=8$ час для различных КН

Модель КН	d_0 , мм	n_0 , с ⁻¹	C , тыс. руб.	P , кПа	N , кВт	η
КНП-20	53,0	6,03	80,01	98,4	0,788	0,150
КНП-30	52,2	4,03	85,78	101,0	0,698	0,174
КНП-36	52,0	3,36	90,94	101,4	0,678	0,179
КНП-52	51,1	2,33	96,14	105,0	0,602	0,209

Обратим внимание, что в таблице 5.5 КПД увеличился с 0,150 до 0,209. Если положить $\eta=\text{const}$, как в предыдущих исследованиях других авторов, то результаты расчетов будут заметно искажены.

Далее исследуем влияние различных факторов на приведенные затраты и оптимальный диаметр трубопровода. На рисунке 5.16 показано, как продолжительность ежедневной работы КНП-30 влияет на приведенные годовые затраты.

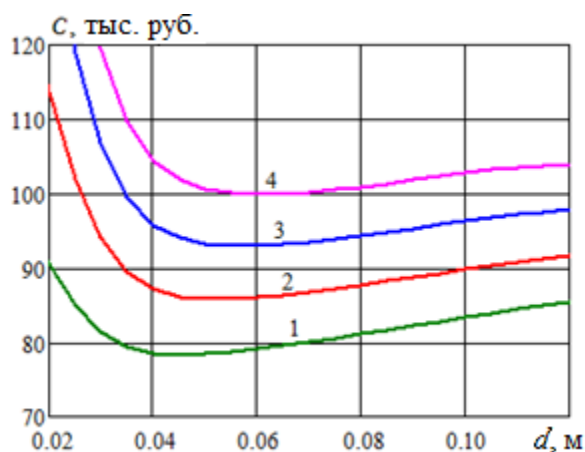


Рисунок 5.16 – Зависимость приведенных годовых затрат от диаметра трубопровода при КНП-30, $Q_0=1,2$ дм³/с и различной продолжительности суточной работы: 1 – $t_0=4$ час, 2 – $t_0=8$ час, 3 – $t_0=12$ час, 4 – $t_0=16$ час

В таблице 5.7 приведены оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы КНП-30 для различных значений t_0 .

Таблица 5.7 – Оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы КНП-30 при $Q_0=1,2$ дм³/с для различных t_0

t_0 , час	d_0 , мм	n_0 , с ⁻¹	C , тыс. руб.	P , кПа	N , кВт	η
4	44,6	4,038	78,25	138,5	0,760	0,219
8	52,2	4,028	85,78	101,0	0,698	0,174
12	57,1	4,024	92,93	87,3	0,675	0,155
16	60,9	4,022	99,90	79,8	0,663	0,145

С увеличением продолжительности работы КН возрастает доля затрат на электрическую энергию. Поэтому оптимальный диаметр заметно увеличивается, снижая гидравлические потери давления, P и энергетические затраты. При этом приведенные затраты растут, ГКПД снижается, ЧВР, практически не изменяется.

В таблице 5.8 приведены оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы КНП-30 для различных значений z . Увеличение тарифов

на электроэнергию приводит к росту эксплуатационных затрат. Поэтому оптимальный диаметр заметно возрастает, чтобы уменьшить потери давления по длине трубопровода. В результате приведенные затраты увеличиваются, перепад давления и затраченная мощность снижаются.

Таблица 5.8 – Оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы КНП-30 при $t_0 = 8$ час $Q_0 = 1,2$ дм³/с для различных z

z , руб./кВт·час	d_0 , мм	n_0 , с ⁻¹	C , тыс. руб.	P , кПа	N , кВт	η
3,6697	44,9	4,037	78,47	136,5	0,757	0,217
7,1462	52,2	4,028	85,78	101,0	0,698	0,174
10,658	57,0	4,024	92,81	87,4	0,675	0,155
15,0	61,5	4,022	101,27	78,7	0,661	0,143

В таблице 5.9 приведены оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы КНП-30 для различных значений L . Увеличение длины трубопровода от 10 до 120 м привело к росту приведенных затрат с 80,59 до 109,16 тыс. руб., затраченной мощности с 0,643 до 0,939 кВт. При этом оптимальный диаметр уменьшился на 1,5 мм.

Таблица 5.9 – Оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы КНП-30 при $t_0 = 8$ час, $Q_0 = 1,2$ дм³/с для различных L

L , м	d_0 , мм	n_0 , с ⁻¹	C , тыс. руб.	P , кПа	N , кВт	η
10	53,4	4,019	80,59	68,1	0,643	0,127
30	52,2	4,028	85,78	101,0	0,698	0,174
60	52,0	4,041	93,56	149,7	0,778	0,231
120	51,9	4,067	109,16	245,7	0,939	0,314

В таблице 5.10 приведены оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы КНП-30 для различных значений P_C . Увеличение статического давления от 0 до 0,2 МПа привело к росту приведенных затрат с 84,06 до 91,02 тыс. руб., затраченной мощности с 0,615 до 0,947 кВт. При этом оптимальный диаметр увеличился незначительно, всего на 0,4 мм.

Таблица 5.10 – Оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы КНП-30 при $t_0 = 8$ час, $Q_0 = 1,2$ дм³/с для различных P_C

P_C , МПа	d_0 , мм	n_0 , с ⁻¹	C , тыс. руб.	P , кПа	N , кВт	η
0	52,1	4,014	84,06	51,2	0,615	0,100
0,05	52,2	4,028	85,78	101,0	0,698	0,174
0,1	52,3	4,041	87,51	150,7	0,780	0,232
0,2	52,5	4,069	91,02	250,2	0,947	0,317

В таблице 5.11 приведены оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы КНП-30 для различных значений температуры. Увеличение температуры приводит к снижению ЭДВ и мощности, затрачиваемой КН на перекачивание жидкости. Поэтому оптимальный диаметр и приведенные затраты заметно снижаются, а ГКПД возрастает. Так при увеличении температуры ПС-1 с 65 до 95°С оптимальный диаметр уменьшился с 72,9 до 45,8 мм.

Таблица 5.11 – Оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы КНП-30 при $t_0 = 8$ час, $Q_0 = 1,2$ дм³/с для различных температур

$T^\circ\text{C}$	d_0 , мм	n_0 , с ⁻¹	C , тыс. руб.	P , кПа	N , кВт	η
65	72,9	4,019	96,53	123,6	1,095	0,135
75	60,8	4,023	89,89	110,5	0,846	0,157
85	52,2	4,028	85,78	101,0	0,698	0,174
95	45,8	4,033	83,07	94,2	0,604	0,187

В таблице 5.12 приведены оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы КНП-30 для различных значений Q_0 .

Таблица 5.12 – Оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы КНП-30 при $t_0 = 8$ час для различных Q_0

Q_0 , дм ³ /с	d_0 , мм	n_0 , с ⁻¹	C , тыс. руб.	P , кПа	N , кВт	η
0,8	44,1	2,698	80,03	114,9	0,468	0,196
1,2	52,2	4,028	85,78	101,0	0,698	0,174
1,6	58,7	5,359	91,68	93,4	0,944	0,158
2,0	64,3	6,692	97,83	88,3	1,207	0,146

С увеличением расхода возрастают гидравлические потери давления и затраты на электрическую энергию. Поэтому оптимальный диаметр заметно увеличивается, снижая БПД и энергетические затраты. При этом ГКПД снижается, приведенные затраты и ЧВР растут. Причем уже при $Q_0=1,6$ дм³/с ЧВР превышает допустимое значение 4,167 с⁻¹. Поэтому следует использовать КНП-52 для двух последних расходов в таблице 5.12.

В таблице 5.13 приведены оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы КНП-52 для различных образцов ПС. В ряду ПС-1, ПС-3, ПС-4 ЭДВ возрастает при одинаковой температуре и ЧВР. Поэтому энергетические затраты на перекачивание ПС-4 гораздо больше, чем на перекачивание ПС-1. Оптимальный диаметр увеличивается с 53,5 до 84,5 мм, чтобы частично компенсировать этот эффект. Тем не менее приведенные затраты возрастают с 99,22 до 118,6 тыс. руб.

Таблица 5.13 – Оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы КНП-52 при $t_0 = 8$ час, $Q_0=1,6$ дм³/с для различных образцов ПС

Образец	d_0 , мм	n_0 , с ⁻¹	C , тыс. руб.	P , кПа	N , кВт	η
ПС-1	53,5	3,106	99,22	93,8	0,736	0,204
ПС-3	60,7	3,101	104,63	109,1	0,954	0,183
ПС-4	84,5	3,095	118,60	134,3	1,489	0,144

В таблице 5.14 приведены оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы КНП-52 для различных значений k (Life-Cycle), а в таблице 5.15 – r (interest rate). Увеличение k приводит к росту оптимального диаметра (приведенные затраты снижаются), а увеличение r – к его снижению (приведенные затраты растут).

Таблица 5.14 – Оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы КНП-52 при $t_0 = 8$ час, $Q_0=1,6$ дм³/с, $r = 0,1$ для значений k

k	d_0 , мм	n_0 , с ⁻¹	C , тыс. руб.	ΔP , кПа	N , кВт	η
4	54,5	3,105	149,81	131,4	0,998	0,211
7	60,7	3,101	104,63	109,1	0,954	0,183
10	64,3	3,098	86,99	99,8	0,936	0,171
15	67,8	3,097	74,01	92,5	0,922	0,161

Таблица 5.15 – Оптимальный диаметр и другие параметры трубопроводной системы КНП-52 при $t_0 = 8$ час, $Q_0=1.6$ дм³/с, $k = 7$ для различных r

r	d_0 , мм	n_0 , с ⁻¹	C , тыс. руб.	P , кПа	N , кВт	η
0,05	63,3	3,099	91,16	102,0	0,940	0,174
0,07	62,3	3,100	96,43	104,8	0,946	0,177
0,10	60,7	3,101	104,63	109,1	0,954	0,183
0,15	58,4	3,102	119,02	116,4	0,968	0,192

Таким образом, разработан метод определения оптимального диаметра трубопровода (d_0) для межоперационного транспортирования ПС и других жидких пищевых продуктов, учитывающий вязкость и характеристики КН. Вязкость перекачиваемой жидкости, особенно при изменении температуры, оказывает значительное влияние на оптимальный диаметр трубопровода. Например, при увеличении температуры с 65 до 95°C диаметр уменьшился с 72,9 до 45,8 мм, что привело к снижению годовых затрат на 14%. Увеличение времени работы КН и тарифов на электроэнергию повышает оптимальный диаметр из-за снижения гидравлических потерь и эксплуатационных затрат. Оптимальный диаметр увеличивается с ростом расхода жидкости, что приводит к снижению ГКПД и росту приведенных затрат. Изменение статического давления и длины трубопровода значительно влияет на годовые затраты, но лишь незначительно меняет оптимальный диаметр. Параметры оценки инвестиционных проектов, такие как срок службы и процентная ставка, также влияют на выбор оптимального диаметра.

Допущение о неизменности ГКПД, которое делалось в предыдущих работах других авторов, может привести к искажению результатов расчета оптимального диаметра.

5.4 Рекомендации по выбору колесчатых насосов и повышению эффективности их использования для транспортирования плавленых сыров

При подборе КН необходимо учитывать реологические свойства ПС, принимая во внимание производственные условия, включая продолжительность и интенсивность воздействия на ПС, а также свойства трубопровода. Поэтому можно рекомендовать следующие этапы подбора КН для существующей линии транспортирования с заданной длиной и диаметром:

1. Расчет требуемой подачи КН $Q_0 = V_0/t_0$, где V_0 – объем емкости для промежуточного хранения смеси (см. рисунок 1.1), t_0 – заданная продолжительность межоперационного транспортирования ПС;

2. Определение параметров K и m производимого образца ПС (при температуре выхода из емкости для промежуточного хранения смеси) по данным справочников; если таковые отсутствуют – по результатам лабораторных исследований;

3. Расчет ЧВР n_i различных КН, необходимых для обеспечения подачи Q_0 , по формулам (2.9)-(2.12) при сравнительно невысоких значениях ЭДВ; при $\bar{\mu} > 600$ – по упрощенной формуле $n_i = Q_0/V_i$, где V_i – рабочий объем i -го насоса;

4. Проверка допустимости рассчитанных значений ЧВР для образца ПС (см. рисунки 5.1-5.3); отбор насосов, для которых условие допустимости выполняется;

5. Рабочие характеристики отобранных КН из технической документации; если таковые отсутствуют, восстановление их по аналогам, как в п. 5.2;

6. Расчет гидравлических потерь в трубопроводе при расходе ПС Q_0 ; определение параметров системы транспортирования в РТНУ, в том числе показателей энергетической эффективности;

7. Выбор КН с наилучшими показателями энергетической эффективности.

Выбор производителя и марки КН зависит от условий эксплуатации. Для сравнительно маловязких образцов ПС (например, ПС-1, Приложение Г) при довольно высоких ЧВР такой выбор зависит от БПД. Согласно рисунка 3.10, при $p < 4$ наименьшее значение ПУЭЗ у КН Vitalobe. При $p > 10$ ПУЭЗ гораздо меньше у КН других производителей (серии WCB, JRZL, PLP). Для высоковязких образцов ПС (например, ПС-4, Приложение Г или ПС «Советский») безусловным лидером по энергетической эффективности являются КН серии Vitalobe (см. рисунок 3.9).

Однако замечания предыдущего абзаца справедливы лишь для транспортирования ПС с однородной структурой. Нередко используются технологии ПС с различными включениями (грибы, ветчина и др.). Чтобы обеспечить сохранность таких включений, следует использовать КН с увеличенными зазорами в рабочей камере, например, серии TUL китайского производства. Хотя насосы серии TUL в сходных условиях имеют меньшую

производительность и худшую энергоэффективность по сравнению с вышеупомянутыми.

При проектировании новой технологической линии одновременно с КН подбирается внутренний диаметр трубопровода по критерию минимума приведенных затрат, как в п. 5.3. Диаметр трубопровода будет зависеть от температуры ПС (чем выше температура ПС, тем меньше диаметр трубопровода). Предлагается учитывать тарифы на электроэнергию (при высоких тарифах выгоднее увеличивать диаметр для снижения гидравлических потерь). Кроме того, если трубопровод большой длины, следует использовать теплоизоляцию, что позволит сохранить температуру транспортируемого продукта и понизить затрачиваемую мощность КН, как в [66].

5.5 Выводы по главе

Разработанные в главах 2-4 модели и алгоритмы позволяют решать практические задачи повышения эффективности применения серийно выпускаемых КН для межоперационного транспортирования КН по трубопроводу.

Ограничения КИ-КН на ЧВР при подаче ньютоновских жидкостей с высокой вязкостью обобщены на случай перекачивания степенных жидкостей. Для транспортирования ПС получены конкретные рекомендации в зависимости от свойств образца ПС, его температуры и конкретного насоса. Например, если Vitalobe-220 используется для подачи ПС-1 при температуре 85°C, то ЧВР не должна превышать 912 об/мин., а если ПС-5 при той же температуре – то 502 об/мин.

Анализ показал, что российские КИ-КН размещают в технической документации и на своих Интернет-ресурсах только основные параметры своих агрегатов: рабочий объем, номинальные значения подачи, допустимый перепад давления, мощность электродвигателя. Крайне редко встречаются дополнительные данные о влиянии БПД или БДВ перекачиваемой жидкости на производительность

КН. В таких условиях предложено использовать метод аналогий, позволяющий оценивать влияние вязкости ПС на рабочие характеристики КН. Что позволяет повысить эффективность применения серийно выпускаемых российских КН для транспортирования ПС.

Разработанные компьютерные программы расчета параметров системы транспортирования ПС в РТНУ позволили применить ранее разработанный другими авторами метод определения оптимального диаметра трубопровода. Численное исследование показало зависимость оптимального диаметра d_0 от многих факторов. Так при увеличении температуры с 65 до 95°C при подаче ПС-1 $Q_0 = 1,2$ дм³/с насосом КНП-30 оптимальный диаметр уменьшился с 72,9 до 45,8 мм, а приведенные затраты снизились с 96,53 тысяч рублей до 83,07 тысяч рублей. Очень сильно влияют на d_0 тарифы электроэнергии z . Так в указанных условиях при $z = 3,67$ руб./кВт·час $d_0 = 44,9$ мм, а при $z = 15$ руб./кВт·час $d_0 = 61,5$ мм. Приведенные затраты увеличиваются с 78,47 тысяч рублей до 101,27 тысяч рублей из-за роста эксплуатационных затрат.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Настоящее диссертационное исследование было посвящено разработке методики гидравлического расчета для повышения эффективности межоперационного трубопроводного транспортирования ПС за счет разработки методики гидравлического расчета систем с КН, учитывающей реологические свойства продукта и рабочие характеристики оборудования.

В результате выполненной работы поставленная цель достигнута, задачи исследования решены:

1. В ходе выполнения анализа выявлен дефицит исследований, посвященных повышению эффективности эксплуатации существующих КН, в отличие от работ по конструированию новых агрегатов. Систематизирована и научно обоснована проблема недостаточной изученности гидравлического расчета систем транспортирования неньютоновских пищевых сред (на примере ПС) с учетом реологии продукта и характеристик выпускаемого насосного оборудования. Показано, что большинство существующих методик ориентированы на ньютоновские жидкости и не учитывают специфику псевдопластичного поведения ПС, что приводит к существенным погрешностям при проектировании систем транспортирования.

2. Разработаны и научно обоснованы математические модели, описывающие рабочие характеристики КН при перекачивании вязких неньютоновских сред, в которых учтены зависимости эффективной вязкости степенной жидкости (к которой относится ПС) от скорости сдвига (частоты вращения ротора КН), что принципиально отличает их от существующих моделей, применимых лишь к ньютоновским жидкостям. Адекватность разработанных моделей подтверждена высокими значениями коэффициента детерминации (не менее 0,97) при сравнении с экспериментальными данными производителей. Модели могут быть использованы для расчета производительности и энергопотребления КН различных

марок при условии наличия базовых характеристик на воде и ограниченного числа экспериментальных точек для учета влияния вязкости.

3. Установлена и исследована зависимость энергетической эффективности КН от вязкости перекачиваемой среды. Обнаружено, что с ростом вязкости показатели эффективности (η и E) проходят через экстремум, что позволило обосновать задачу оптимизации параметров по критерию энергоэффективности. Выявлено, что для маловязких сред (молоко, соки) при ЧВР ~ 1000 об/мин наилучший показатель удельных энергозатрат демонстрируют насосы серии WCB, тогда как для вязких сред с вязкостью ≥ 3 Па·с наиболее эффективны агрегаты линейки Vitalobe. Разработан метод приведения нагрузочных характеристик КН различных производителей к безразмерному виду, позволивший провести их корректное сравнение. Установлено, что при безразмерном параметре вязкости более 600 разница в производительности между исследованными моделями становится менее 1%. Также определено, что минимально необходимая частота вращения роторов снижается при увеличении безразмерной динамической вязкости и уменьшении безразмерного перепада давления. Для российских КН серии КНП, по которым отсутствуют подробные испытания, предложен метод аналогий, позволяющий оценить их рабочие характеристики на основе данных зарубежных аналогов с близким рабочим объемом.

4. Создана комплексная методика и алгоритм гидравлического расчета системы трубопроводного транспортирования ПС с КН, реализованные в виде специализированного программного обеспечения. Методика позволяет количественно оценивать влияние комплекса взаимосвязанных факторов: реологических параметров ПС (зависящих от состава и температуры), конструктивных особенностей КН, геометрии трубопровода и ЧВР на производительность, затрачиваемую мощность и ПУЭЗ. Научно обосновано, что для оценки энергоэффективности системы транспортирования ПС в рабочей точке насосной установки необходимо использовать критерий ПУЭЗ, а не гидравлический КПД. Доказано, что рост гидравлического КПД в данной системе

может свидетельствовать об увеличении бесполезных потерь на трение, в то время как ПУЭЗ однозначно отражает реальные удельные затраты энергии на перемещение продукта. На основе разработанного алгоритма проведены численные исследования влияния решающих параметров: установлено, что изменение диаметра трубопровода с 36 до 50 мм при прочих равных условиях снижает ПУЭЗ на 21 %, а повышение температуры ПС с 75 до 95 °С снижает ПУЭЗ на 41 %.

5. На основе разработанных моделей получены и систематизированы практические рекомендации по ограничению частоты вращения ротора КН при перекачивании конкретных образцов ПС в зависимости от их температуры и реологических свойств, например, при использовании насоса Vitalobe-220 для подачи ПС-1 при температуре 85°С частота вращения ротора не должна превышать 912 об/мин, а при подаче ПС-5 при той же температуре ограничение составляет 502 об/мин. Сформулированы критерии выбора конкретных серий насосов: для вязких сред (например, ПС-4 или ПС «Советский») наиболее энергоэффективными являются насосы серии Vitalobe, в то время как для маловязких сред при высоком безразмерном перепаде давления ($p > 10$) целесообразно использование КН WCB, JRZL или PLP. Предложен метод определения оптимального диаметра трубопровода по критерию минимума приведенных затрат. Установлено, что при высоких тарифах на электроэнергию экономически оправдано увеличение диаметра для снижения гидравлических потерь, а использование теплоизоляции позволяет сохранять температуру продукта и снижать затрачиваемую мощность КН.

Результаты диссертационного исследования внедрены в учебный процесс при подготовке и выполнении лабораторных работ по дисциплинам «Насосы и насосные станции», «Компьютерное моделирование в профессиональной деятельности» и в производство ПС (ООО «Плавит»).

Основные направления дальнейших научных исследований, необходимость которых выявлена в ходе выполнения диссертационного исследования:

1. Углубленное исследование реологического поведения ПС в условиях, максимально приближенных к реальным технологическим процессам (пульсирующий поток, наличие термо- и временных зависимостей структуры продукта), и разработка усовершенствованных реологических моделей для таких условий.

2. Развитие математических моделей рабочих характеристик КН с учетом явлений внутренних утечек, кавитации и нестационарных режимов работы при перекачивании высоковязких неньютоновских сред.

3. Расширение области применения разработанной методики на другие классы пищевых и непищевых неньютоновских сред (например, тесто, соусы, клеи, полимерные расплавы), транспортируемые объемными насосами, и проведение сравнительного анализа эффективности различных типов насосов (шестеренных, винтовых).

4. Экспериментальная верификация разработанных моделей на действующих промышленных линиях с измерением реальных параметров работы насосного оборудования и последующей корректировкой эмпирических коэффициентов.

Проведенное исследование носит законченный характер и вносит вклад в развитие науки в области гидравлики неньютоновских жидкостей и машиностроения для пищевой промышленности. Полученные результаты создают теоретическую и методическую основу для проектирования, оптимизации и энергоэффективной эксплуатации систем трубопроводного транспортирования структурированных пищевых продуктов.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

- БДВ – безразмерная динамическая вязкость;
- БПД – безразмерный перепад давления;
- БЭДВ – безразмерная эффективная динамическая вязкость;
- ГКПД – гидравлический коэффициент полезного действия;
- ДВ – динамическая вязкость;
- КИ-КН – компании/фирмы, изготовители колловратных насосов;
- КН – колловратный насос;
- КПД – коэффициент полезного действия;
- МН – минимально необходимая;
- МНК – метод наименьших квадратов;
- ПД – перепад давления;
- ПЖ – пищевая жидкость;
- ПС – плавленый сыр;
- ПУЭЗ – показатель удельных энергетических затрат;
- РТНУ – рабочая точка насосной установки;
- СУНС – системы уравнений Навье-Стокса;
- ЦПН – центробежный пищевой насос;
- ЧВР – частота вращения ротора;
- ШН – шестерённый насос;
- ЭДВ – эффективная динамическая вязкость;
-
- A_E – работа, затраченная электродвигателем, кВт·час;
- A_F – механическая работа на подачу ПС за один оборот ротора, кДж;
- A_W – механическая работа на подачу воды за один оборот, кДж;
- C_j – приведенные годовые затраты;
- C_{oper} – ежегодные затраты на электроэнергию;
- CP_j – стоимость j -го насоса;
- D – диаметр входа/выхода насоса, мм;

d – внутренний диаметр трубопровода, м;

E – показатель удельных энергетических затрат, кДж/дм³;

J – количество дней в году;

K – коэффициент консистенции жидкости, Па·с^m;

k – определенный период;

L – длина трубопровода, м;

N – затраченная мощность насоса, кВт;

n – частота вращения ротора, с⁻¹ или об/мин;

N_F – увеличение затраченной мощности при перекачивании пищевой жидкости, кВт;

n_0 – минимально необходимая частота вращения ротора для начала подачи произвольной жидкости, с⁻¹;

N_W – затраченная мощность при перекачивании воды, кВт;

n_{W0} – минимально необходимая частота вращения ротора для начала перекачивания воды, с⁻¹;

Δn – рекомендуемый диапазон частоты вращения ротора, об/мин;

P_A – атмосферное давление, Па;

P_C – статическое давление, Па;

P_{\max} – максимальный перепад давления, Па;

Q – объемный расход насоса, л/с, л/мин или м³/час;

Q_L – уменьшение подачи, м³/час;

Q_{\max} – максимальная подача, м³/час;

Q_T – теоретическая производительность, м³/час;

r – заранее определенная процентная ставка;

S – площадь поперечного сечения трубопровода, м²;

t_0 – продолжительность работы КН в сутки, час;

V – рабочий объем коловратного насоса, дм³;

W – средняя скорость течения жидкости в трубопроводе, м/с;

z – стоимость электроэнергии (тыс. руб./кВт·час);

ΔP_L – потери давления из-за трения по длине трубопровода, Па;

ΔP_M – потери давления в местных гидравлических сопротивлениях, Па;

η – гидравлический коэффициент полезного действия, %;

μ – динамическая вязкость перекачиваемой жидкости, Па·с;

μ_0 – динамическая вязкость воды при 20°C, Па·с;

μ_E – эффективная динамическая вязкость (ЭДВ), Па·с;

ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;

τ – касательное напряжение, Па;

ω – сдвиг (градиент) скорости, с⁻¹.

Безразмерные величины

F – коэффициент приведения капитальных (инвестиционных) затрат к одному году;

m – индекс течения (безразмерный показатель неньютоновского поведения жидкости);

\bar{n} – безразмерная частота вращения ротора;

p – безразмерный перепад давления;

q – безразмерная подача насоса;

R^2 – индекс детерминации;

Re – число Рейнольдса;

zt – количество поворотов трубопровода;

γ – эмпирический показатель степени влияния вязкости жидкости на производительность коловратного насоса;

ζ – безразмерный коэффициент, зависящий от типа местных сопротивлений;

θ – эмпирический показатель степени;

Θ – безразмерный коэффициент, зависящий от типа местного гидравлического сопротивления и его безразмерных параметров;

λ – безразмерный коэффициент гидравлических потерь на трение;

$\bar{\mu}$ – безразмерная эффективная динамическая вязкость.

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Альтшуль, А.Д. Примеры расчетов по гидравлике / А.Д. Альтшуль, В.И. Калицун, Ф.Г. Майрановский, П.П. Пальгунов. – Москва: Стройиздат, 1977. – 255 с.
2. Анализ рынка плавленых сыров в России в 2020-2024 гг., прогноз на 2025-2029 гг. Структура розничной торговли [Электронный ресурс]. – URL: <https://marketing.rbc.ru/research/27734/> (дата доступа: 06.02.2025).
3. АО «Некрасовский Машиностроительный Завод». Роторные насосы [Электронный ресурс]. – URL: <http://nmz-yaroslavl.ru/product/pumps/> (дата обращения: 01.09.2024).
4. Арет, В.А. Реологические основы расчета оборудования производства жиросодержащих пищевых продуктов: учеб. пособие / В.А. Арет, Б.Л. Николаев, Г.П. Забровский, Л.К. Николаев. – Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий, 2006. – 435 с.
5. Арсеньева, Т.П. Разработка состава плавленого сырного продукта функционального назначения / Т.П. Арсеньева, Е.П. Сучкова, О.В. Волкова, М.С. Белозерова // Вестник Международной академии холода. – 2019. – № 1. – С. 39-45.
6. Ахмедова, Н.Р. Влияние вязкости жидких пищевых продуктов на производительность кулачковых насосов (на примере перекачивания рыбного жира) / Н.Р. Ахмедова, О.И. Левичева, В.А. Наумов // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Рыбное хозяйство. – 2022. – № 3. – С.74-81.
7. Ахмедова, Н.Р. Гидравлический расчет системы подачи плавленого сыра кулачковым насосом / Н.Р. Ахмедова, О.И. Левичева, В.А. Наумов // Вестник КрасГАУ. – 2024. – № 6. – С. 146-156.

8. Ахмедова, Н.Р. Критерии подобия установок для перекачивания маловязких пищевых жидкостей вихревыми насосами / Н.Р. Ахмедова, В.А. Наумов, О.И. Левичева // Известия КГТУ. – 2022. – № 66. – С. 78-88.

9. Балденко, Д.Ф. Одновинтовые гидравлические машины. Т. 1. Одновинтовые насосы / Д.Ф. Балденко, Ф.Д. Балденко, А.Н. Гноевых. – М.: ИРЦ Газпром, 2005. – 488 с.

10. Баркан, С.М. Плавленые сыры: монография / С.М. Баркан, М.Ф. Кулешова. – Москва: Изд-во Пищевая промышленность, 1967. – 284 с.

11. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов, О.В. Байбаков, Ю.Л. Кирилловский. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

12. Бредихин, С.А. Исследование реологических характеристик плавленого сыра / С.А. Бредихин, В.Н. Андреев., А.Н. Мартеха, Ю.М. Березовский // Ползуновский вестник. – 2021. – № 4. – С. 35-40.

13. Великанов, Н.Л. Экономико-математическая модель выбора параметров трубопроводных систем снабжения мазутом / Н.Л. Великанов, В.А. Наумов // Техничко-технологические проблемы сервиса. – 2022. – № 3(61). – С. 29-35.

14. Великанов, Н.Л. Энергетическая эффективность гидравлической системы с центробежным насосом / Н.Л. Великанов, В.А. Наумов // Известия вузов. Машиностроение. – 2024. – № 10 (775). – С. 54-60.

15. Гинойн, Р. В. Влияние конструктивных особенностей насосов для подачи смеси мороженого на процесс фризирования и качество готового продукта // «Перспективы развития агропромышленного и лесного производства Союзного государства России и Белоруссии» Международная научно-практическая конференция. Нижний Новгород, 26 сентября 2019 г.: материалы конференции. – Нижний Новгород: ФГБОУ ВО «Нижегородская ГСХА», 2019. – С. 155-158.

16. Гинойн, Р.В. Влияние содержания различных доз сухого обезжиренного молока на структурно-механические свойства смесей мороженого и энергопотребление технологического оборудования при производстве

мороженого «Пломбир» / Р.В. Гинойн, А.В. Пасин, А.С. Кулаткова // Вестник Восточно-Сибирского государственного университета технологий и управления. – 2021. – № 2 (81). – С. 18-25.

17. Гинойн, Р.В. Применение кулачковых насосов в технологической линии производства мороженого с целью стабилизации подачи смеси / Р.В. Гинойн, А.С. Кулаткова // Современные аспекты производства и переработки сельскохозяйственной продукции. Материалы VI Международной научно-практической конференции. Краснодар, 31.03.2020. – Краснодар: Издательство КубГАУ, 2020. – С. 88-92.

18. Голованчиков, А.Б. Оптимизация технологических параметров и диаметра трубопровода с учетом энерго- и ресурсосбережения / А.Б. Голованчиков, Т.А. Дулькин, Н.А. Прохоренко, Н.А. Меренцов // Вестник Тамбовского государственного технического университета. – 2020. – Т. 26, № 1. – С. 91-99.

19. Голубев, А.И. Объёмные гидромашины. Теория, расчёт и проектирование / А.И. Голубев. – М.: Машиностроение, 2014. – 140 с.

20. Горбатов, А.В. Реология мясных и молочных продуктов: монография / А.В. Горбатов. – Москва: Пищевая промышленность, 1979. – 384 с.

21. ГОСТ 33768-2015. Метод определения кинематической вязкости и расчет динамической вязкости прозрачных и непрозрачных жидкостей. – М.: Стандартинформ, 2019. – 63 с.

22. ГОСТ 17769-1-2014. Насосы жидкостные и установки. Основные термины, определения, количественные величины, буквенные обозначения и измерения. Часть 1. Жидкостные насосы. – Москва: Стандартинформ, 2015. – 64 с.

23. ГОСТ 31690-2013. Сыры плавленые. Общие технические условия. – Москва: Стандартинформ, 2013. – 18 с.

24. ГОСТ 31457-2012. Межгосударственный стандарт мороженое молочное, сливочное и пломбир. Технические условия. – М.: Мстандартинформ, 2014. – 24 с.

25. Груздева, Е. Насосное оборудование / Е. Груздева // Молочная промышленность. – 2009. – № 5. – С. 26-27.

26. Евдокимов, Н.С. Методология контент-анализа инновационных технологий на примере плавленых сыров и сырных продуктов / Н.С. Евдокимов // Технология и товароведение инновационных пищевых продуктов. – 2019. – № 3 (56). – С 81-84.

27. Ершова, А.И. Мембранные и одновинтовые насосы для пищевой промышленности / А.И. Ершова, А.Д. Коробейников // Пищевая промышленность. – 2013. – № 10. – С. 18-19.

28. Карелин, В.Я. Насосы и насосные станции: учебник / В.Я. Карелин, А.В. Минаев. – М.: Стройиздат, 1986. – 320 с.

29. Каторгин, И.Л. Насосы, гомогенизаторы, диспергаторы для пищевой промышленности: опыт ООО ИТЦ «Пищмашсервис» и Некрасовского машиностроительного завода / И.Л. Каторгин // Пищевая индустрия. – 2020. – № 2. – С. 44-45.

30. Круподеров, А.Ю. Экспериментальный стенд на базе ротационного вискозиметра для исследования пускового режима оборудования / А.Ю. Круподеров, М.Х. Ахмедов, А.А. Мерецкая, Н.И. Идрисов // Научный альманах. – 2015. – № 10-3 (12). – С. 150-153.

31. Кулаткова, А.С. Влияние конструктивных особенностей насосов для подачи смеси мороженого на процесс фризирования и качество готового продукта / А.С. Кулаткова, Р.В. Гинойян, Е.А. Денисюк Е.А. // Перспективы развития агропромышленного и лесного производства Союзного государства России и Белоруссии. Материалы Международной научно-практической конференции. Нижний Новгород, 26.09.2019. – Нижний Новгород: Издательство Нижегородской ГСХА, 2020. – С. 155-158.

32. Лагуточкин, А.А. Сравнительная оценка показателей энергоэффективности осевых насосов / А.А. Лагуточкин // Вестник науки и образования Северо-Запада России. – 2023. – Т. 9, № 2. – С. 115-126.

33. Левичева, О.И. Анализ рабочих характеристик коловратного насоса при перекачивании пищевых жидкостей с высокой вязкостью / О.И. Левичева // Вестник науки и образования Северо-Запада России. – 2024. – Т. 10, № 2. – С. 24-32.
34. Левичева, О.И. Изменение вязкости плавленого сыра при лабораторном моделировании условий производственного процесса / О.И. Левичева // Вестник науки и образования Северо-Запада России. – 2023. – Т. 9, № 1. – С. 18-26.
35. Левочкин, П.С. Разработка и исследование малорасходной герметичной установки с вихревым насосом / П.С. Левочкин, Е.Н. Ромасенко, В.И. Видишев, С.Б. Голубков // Конверсия в машиностроении. – 2006. – № 1. – С. 28-32.
36. Лупинская, С.М. Изучение процесса плавления творожного сыра при производстве плавленых сыров / С.М. Лупинская, А.Н. Ганцева // Техника и технология пищевых производств. – 2017. – Т. 46, № 3. – С. 43-49.
37. Мачихин, Ю.А. Инженерная реология пищевых материалов / Ю.А. Мачихин, С.А. Мачихин. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 216 с.
38. Мишакова, В.А. Анализ основных параметров центробежных насосов для пищевой промышленности / В.А. Мишакова, А.М. Рожков // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2019. – № 7. – С. 138-142.
39. Наумов, В.А. Анализ характеристик центробежных судовых противопожарных насосов / В.А. Наумов, Н.Л. Великанов, А.В. Тришина // Морские интеллектуальные технологии. – 2019. – Т.4, № 4. – С. 166-170.
40. Наумов, В.А. Влияние плотности жидкости, перекачиваемой пищевым центробежным насосом, на рабочую точку / В.А. Наумов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2020. – № 5. – С. 524-530.
41. Наумов, В.А. Нагрузочные характеристики трехплунжерных насосов для пожаротушения распыленной морской водой / В.А. Наумов, Н.Л. Великанов, А.В. Тришина // Морские интеллектуальные технологии. – 2020. – Т.2, № 4. – С. 142-146.
42. Наумов, В.А. О корректировке рабочих характеристик центробежных насосов методом, рекомендуемым ГОСТом, при перекачивании молока и сливок

/ В.А. Наумов // Вестник науки и образования Северо-Запада России. – 2024. – Т. 10, № 3. – С. 20-28.

43. Наумов, В.А. Определение оптимального диаметра трубопровода локальной системы водоснабжения с учетом нагрузочных характеристик и затрат на центробежный насос / В.А. Наумов // Региональная архитектура и строительство. – 2022. – № 2(47). – С. 153-160.

44. Наумов, В.А. Особенности рабочих характеристик вихревых насосов, применяемых в пищевой промышленности / В.А. Наумов, О.И. Левичева // Вестник науки и образования Северо-Запада России. – 2021. – Т. 7, № 4. – С. 26-32.

45. Наумов, В.А. Оценка влияния вязкости жидких пищевых продуктов на нагрузочные характеристики одновинтовых насосов / В.А. Наумов // Техника и технология пищевых производств. – 2021. – Т. 51, № 2. – С. 290-300.

46. Наумов, В.А. Оценка энергетической эффективности центробежных насосов для пищевой промышленности / В.А. Наумов, О.И. Левичева // Известия КГТУ. – 2021. – № 63. – С. 89-100.

47. Наумов, В.А. Программа расчета гидравлической системы транспортирования плавленого сыра по трубопроводу с помощью колесчатого насоса / В.А. Наумов, О.И. Левичева. – Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ RU 2024684276 от 16.10.2024.

48. Наумов, В.А. Расчёт гидравлических потерь при транспортировке плавленого сыра по трубопроводу / В.А. Наумов, Н.Р. Ахмедова, О.И. Левичева // Материалы XX Национальной научной конференции с международным участием «Инновации в науке, образовании и предпринимательстве» (Калининград, 26 сентября – 1 октября 2022 г.). – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2022. – С. 131-137.

49. Наумов, В.А. Статистический анализ технико-стоимостных характеристик колесчатых насосов / В.А. Наумов // Вестник науки и образования Северо-Запада России. – 2025. – Т. 11, № 1. – С. 45-54.

50. Николаев, Л.К. Вязкостно-скоростные характеристики плавленого сыра «Советский» / Л.К. Николаев, А.Ф. Денисенко, Б.Л. Николаев // Процессы и аппараты пищевых производств. – 2010. – № 2. – С. 141-143.

51. Николаев, Л.К. Зависимость вязкостных характеристики плавленого сыра «Дружба» от градиента скорости и температуры / Л.К. Николаев, А.Ф. Денисенко, Б.Л. Николаев // Процессы и аппараты пищевых производств. – 2010. – № 2. – С. 144-146.

52. Николаев, Л.К. Исследование касательных напряжений сыра плавленого «Сыр с луком» / Л.К. Николаев, А.Ф. Денисенко, Б.Л. Николаев // Процессы и аппараты пищевых производств. – 2010. – № 1. – С. 68-70.

53. Николаев, Л.К. О характере изменения эффективной вязкости плавленого сыра «Угличский» / Л.К. Николаев, Б.Л. Николаев // Процессы и аппараты пищевых производств. – 2013. – № 4. – С. 18.

54. Николаев, Л.К. Определение эффективной вязкости плавленого сыра «Российский» / Л.К. Николаев, А.Ф. Денисенко, Б.Л. Николаев // Процессы и аппараты пищевых производств. – 2010. – № 1. – С. 71-73.

55. ОАО «БрестМаш». Роторный насос НМ [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.bmz.by/produktsiya/vz-or2> (дата обращения: 22.01.2025).

56. ОАО «Ливгидромаш». Коловратные насосы [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.hms-livgidromash.ru/catalog/kolovratnye-nasosy> (дата обращения: 01.09.2024).

57. Оноприйко, А.В. Сыроделие на мини-заводах и специализированных модулях: практическое руководство по переработке молока на сыр на прифермерских мини-заводах и специализированных модулях – цехах малой мощности / А.В. Оноприйко, В.А. Оноприйко. – Санкт-Петербург: ГИОРД, 2004. – 163 с.

58. ООО «Кристалл». Роторные пищевые насосы [Электронный ресурс]. – URL: <https://nasos-torg.ru/product-category/rotornye-nasosy/> (дата обращения: 01.09.2024).

59. ООО «ПК Константа». Роторные насосы ОНР [Электронный ресурс]. – URL: <http://pkkonstanta.ru/katalog/nasosy-pishevye/nasosy-rotornye-onr-ora-pishevye.html> (дата обращения: 09.09.2023).

60. ООО «ПромЦветМет». Нержавеющая труба пищевая [Электронный ресурс]. – URL: https://pcm.sale/catalog/2_nerzhaveyushchiy_metalloprokat/ (дата обращения: 03.07.2024).

61. ООО «Технология». Пищевые кулачковые насосы [Электронный ресурс]. – URL: <https://newhomogenizer.ru/catalog/kulachkovii-nasos/> (дата обращения: 01.09.2024).

62. ООО ИТЦ Пищмашсервис. Роторные (кулачковые насосы) [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.pmserv.com/lobe-pumps?ysclid=mitv8r6zpt373365853> (дата обращения: 01.09.2024).

63. Павлова, Я.С. Технология производства плавленых сыров [Электронный ресурс] / Я.С. Павлова, В.В. Закиров // Молодежь и наука. – 2022. – № 5. – URL: <https://min.urgau.ru/images/2022/5-2022/48-5-2022.pdf> (дата обращения: 02.07.2024).

64. Патент 493751. Российская Федерация, МПК А23Р 1/100. Шестеренные насосы и способы их использования / Дж. Калли Кевин, С. Викзорек: заявитель и патентообладатель С.А. Нестек (СН). – № 2010145322/13, заявл. 02.04.2009 опубл. 27.09.2013. – Бюл. № 27.

65. Патент на полезную модель 237266. Российская Федерация, МПК F04В 51/00. Стенд для испытания коловратного насоса / О.И. Левичева, В.А. Наумов, Н.Р. Ахмедова: патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Калининградский государственный технический университет» (RU). – № 2025109367, заявл. 15.04.2025 опубл. 17.09.2025. – Бюл. № 26.

66. Перевалова, А.В. Разработка технологии производства плавленого сыра с добавлением растительного компонента [Электронный ресурс] / А.В. Перевалова, А.В. Степанов // Молодежь и наука. – 2024. – № 8. – URL: <https://min.urgau.ru/images/2024/8-2024/23-8-2024.pdf> (дата обращения: 02.07.2024)

67. Подрезов, А. Насосы для пищевой промышленности [Электронный ресурс] / А. Подрезов // Переработка молока: технология, оборудование, продукция. – 2016. – № 9. – С. 28-29. – URL: <https://rucont.ru/efd/507418> (дата обращения: 26.11.2025).

68. Тарифы на электроэнергию для малых предприятий [Электронный ресурс]. – URL: <https://time2save.ru/tarify-na-elektroenergiu-dla-malih-predpriyatiy-i-ip> (дата обращения: 30.07.2024).

69. Филиппская, О.Ю. Особенности технологии приготовления плавленых сыров / О.Ю. Филиппская, Л.И. Кибкало, Н.И. Ткачёва // Вестник Курской государственной сельскохозяйственной академии. – 2010. – № 4. – С. 60-61.

70. Фисенко, В.Н. Энергетическая эффективность насосов в системах водоснабжения и водоотведения / В.Н. Фисенко // Водоснабжение и санитарная техника. – 2018. – № 6. – С. 52-56.

71. Хвостов, А.А. Оптимизация параметров технологического трубопровода по технико-экономическим показателям / А.А. Хвостов, М.Г. Магомедов, А.А. Журавлев, Е.А. Шипилова, О.А. Семенихин, А.А. Никитченко // Вестник Воронежского государственного университета инженерных технологий. – 2020. – Т. 82, № 1. – С. 34-46.

72. Хохлов, Ф.В. Насосы, применяемые в пищевой промышленности / Ф.В. Хохлов // Пиво и напитки. – 2004. – № 1. – С. 36.

73. Шингарева, Т.И. Производство сыра: учебное пособие / Т.И. Шингарева, Р.И. Раманаускас. – Минск: ИВЦ Минфина, 2008. – 384 с.

74. Электронасосы центробежные типа СНЦ [Электронный ресурс]. – URL: http://www.agrovodcom.ru/file/pdf/ena_cnz.pdf (дата обращения: 26.11.2025).

75. Яшкин, А.И. Технологический потенциал использования слабосоленой форели в производстве плавленого сыра / А.И. Яшкин, Ю.С. Вьюгова // Инновации и продовольственная безопасность. – 2019. – № 1 (23). – С. 95-102.

76. Akhmedova, N.R. Determination of the load characteristics of single screw pumps used at the enterprises of the agroindustrial complex / N.R. Akhmedova,

V.A. Naumov // IOP Conference series: earth and environmental science. – 2022. – Vol. 1045. – Art. 012074. – DOI: 10.1088/1755-1315/1045/1/012074.

77. Akhmedova, N.R. Influence of liquid food products viscosity on the lobe pumps energy efficiency / N.R. Akhmedova, O.I. Levicheva, V.A. Naumov // University news. Food technology. – 2023. – Vol. 5-6(394). – P. 88-93.

78. Amer, M. Effects of different blade numbers on radial exciting force of lobe pump rotor / M. Amer, A. Vaca, M. Bowden // Bioprocess and biosystems engineering. – 2022. – Vol. 45, № 9. – P. 1477-1488.

79. Arumugam, A. Comparison of optimal pipe sizing designs for pressurized flow system / A. Arumugam, G. Habtay, H. Kibrom, M. Gebreamlak // International journal of computer sciences and engineering. – 2018. – Vol. 6, № 8. – P. 520-529.

80. Bibok, M. Experimental and numerical investigation of the loss coefficient of a 90° pipe bend for power-law fluid / M. Bibok, P. Csizmadia, S. Till // Periodica polytechnica chemical engineering. – 2020. – Vol. 64, № 4. – P. 469-478.

81. Bouhlal, Y. Processed cheese: applications, challenges, and market trends / Y. Bouhlal, O. Capps // Processed cheese science and technology: ingredients, manufacture, functionality, quality, and regulations. – Cambridge: Elsevier Inc. Woodhead Publishing, 2022. – P. 491-507.

82. Boylston, T.D. The use of vegetable ingredients in processed cheese / T.D. Boylston // Processed cheese science and technology: ingredients, manufacture, functionality, quality, and regulations. – Cambridge: Elsevier Inc. Woodhead Publishing, 2022. – P. 113-125.

83. Bredikhin, S.A. Technological equipment for milk processing / S.A. Bredikhin. – Saint Petersburg: Lan, 2018. – 409 p.

84. Buňka, F. Functionality of salts used in processed cheese manufacture / F. Buňka, M. Černíková, R.N. Salek // Processed cheese science and technology: ingredients, manufacture, functionality, quality, and regulations. – Cambridge: Elsevier Inc. Woodhead Publishing, 2022. – P. 147-176.

85. Černíková, M. Technological aspects of processed cheese: properties and structure / M. Černíková, F. Buňka, R.N. Salek // *Processed cheese science and technology: ingredients, manufacture, functionality, quality, and regulations*. – Cambridge: Elsevier Inc. Woodhead Publishing, 2022. – P. 211-248.

86. Csizmadia, P. The effect of rheology model of an activated sludge on to the predicted losses by an elbow / P. Csizmadia, S. Till // *Periodica polytechnica mechanical engineering*. – 2018. – Vol. 62, № 4. – P. 305-311.

87. Cumhur, O. Special processed cheeses, cheese spreads, and analogue / O. Cumhur, M. Kilic-Akyilmaz // *Processed cheese science and technology: ingredients, manufacture, functionality, quality, and regulations*. – Cambridge: Elsevier Inc. Woodhead Publishing, 2022. – P. 269-295.

88. Dimitreli, G. Effect of temperature and chemical composition on processed cheese apparent viscosity / G. Dimitreli, A. Thomareis // *Journal of food engineering*. – 2004. – Vol. 64, № 2. – P. 265-271.

89. Donjoy Technology Co., Ltd. Food Lobe Pump [Electronic resource]. – URL: <https://donjoytechnology.com/product/donjoy-pump-food-grade-lobe-pump/> (access date: 01.10.2024).

90. El-Bakry, M. Overview of processed cheese and its products / El- M. Bakry, B.M. Mehta // *Processed cheese science and technology: ingredients, manufacture, functionality, quality, and regulations*. – Cambridge: Elsevier Inc. Woodhead Publishing, 2022. – P. 1-28.

91. Felfoul, I. Packaging, cooling, and storage of processed cheese / I. Felfoul, H. Attia // *Processed cheese science and technology: ingredients, manufacture, functionality, quality, and regulations*. – Cambridge: Elsevier Inc. Woodhead Publishing. 2022. – P. 249-269.

92. Genereaux, R.P. Fluid-flow design methods / R.P. Genereaux // *Industrial engineering chemistry*. – 1937. – Vol. 29(4). – P. 385-388. – DOI: 10.1021/ie50328a007.

93. Hill, A. Dairy ingredients in processed cheese and cheese spread / A. Hill, M.A. Ferrer // *Processed cheese science and technology: ingredients, manufacture,*

functionality, quality, and regulations. – Cambridge: Elsevier Inc. Woodhead Publishing, 2022. – P. 29-79.

94. Johnstone, P. Development of a small-scale rotary lobe-pump cell culture model for examining cell damage in large-scale N-1 seed perfusion process / P. Johnstone, E. Mast, E. Hughes, H. Peng // *Biotechnology progress*. – 2020. – Vol. 36, № 6. – DOI: 10.1002/btpr.3044.

95. Jung, S.Y. Automated design system for a rotor with an ellipse lobe profile / S.Y. Jung, S.M. Han, H.Y. Cho, C. Kim // *Journal of mechanical science and technology*. – 2009. – Vol. 23, № 11. – P. 2928-2937.

96. Kang, Y.H. A newly developed rotor profile for lobe pumps: Generation and numerical performance assessment / Y.H. Kang, H.H. Vu // *Journal of mechanical science and technology*. – 2014. – Vol. 28, № 3. – P. 915-926.

97. Kang, Y.H. Factors impacting on performance of lobe pumps: a numerical evaluation / Y.H. Kang, H.H. Vu, C. Hsu // *Journal of mechanics*. – 2012. – Vol. 28, № 2. – P. 229-238.

98. Kapoor, R. Comparison of pilot-scale and rapid visco analyzer process cheese manufacture / R. Kapoor, P. Lehtola, L.E. Metzger // *Journal of dairy science*. – 2004. – Vol. 87, № 9. – P. 2813-2821.

99. Karassik, I.J. Displacement Pumps / I.J. Karassik, J.P. Messina, P. Cooper, C.C. Heald // *Pump handbook* / ed. I. J. Karassik. – New York: McGraw-Hill, 2001. – P. 609-640.

100. Koca, N. Regulations and legislations on processed cheese / N. Koca, Z. Erbay, M.U. Öztürk // *Processed cheese science and technology: ingredients, manufacture, functionality, quality, and regulations*. – Cambridge: Elsevier Inc. Woodhead Publishing, 2022. – P. 449-490.

101. KSB Aktiengesellschaft. Rotary Lobe Pumps. Characteristic curves booklet [Electronic resource]. – URL: <https://www.ksb.com/en-se/lc/products/pump/dry-installed-pump/vitalobe/V06A> (access date: 02.02.2025).

102. Lenze, S. Effect of the compositional factors and processing conditions on the creaming reaction during processкрно cheese manufacturing / S. Lenze, A. Wolfschoon-Pombo, K. Schrader, U. Kulozik // Food and bioprocess technology. – 2019. – Vol. 12. – P. 575-586.

103. Li, Y. Mitigation of radial exciting force of rotary lobe pump by gradually varied gap / Y. Li, D. Guo, X. Li // Engineering applications of computational fluid mechanics. – 2018. – Vol. 12. – P. 711-723.

104. Li, Y. Numerical analysis and verification of flow characteristics of rotor cavity of spiral rotary lobe pump / Y. Li, X. Zhang, D. Guo, X. Wang // Transactions of the Chinese society of agricultural engineering. – 2018. – Vol. 34, № 10. – P. 62-67.

105. Li, Y.B. Numerical research on viscous oil flow characteristics inside the rotor cavity of rotary lobe pump / Y.B. Li, J. Du, D.S. Guo // Journal of the Brazilian society of mechanical sciences and engineering. – 2019. – Vol. 41. – Paper ID: 195242059. – DOI: 10.1007/s40430-019-1781-0.

106. Liu, D. Flow fluctuation abatement method and flow characteristics of lobe pump by external non circular gear drive / D. Liu, C. Xu, L. Shi, B. Tian, X. Jin // Journal of mechanical science and technology. – 2024. – Vol. 38. – P. 271-284.

107. Lugovaja, I.S. Classification of hydraulic systems for pumping highly viscous liquids // Science and technology. – 2019. – Vol. 18, № 5. – P. 422-426.

108. Malael, I. Flow evaluation of the lobe pump using numerical methods / I. Malael, F. Costea, M. Draghici // Applied physics, system science and computers III. – 2019. – Vol. 574. – P. 301-309. – DOI: 10.1007/978-3-030-21507-1_42.

109. Miočinović, J. Flavors, colors, and preservatives used in processed cheese / J. Miočinović, Z. Miloradović // Processed cheese science and technology: ingredients, manufacture, functionality, quality, and regulations. – Cambridge: Elsevier Inc. Woodhead Publishing, 2022. – P. 125-147.

110. Mohamed, A.G. Quality characteristics of processed cheese fortified with Spirulina powder / A.G. Mohamed, B.A. Abd El-Salam, W.A. El-Motaal Gafour // Pakistan journal of biological sciences. – 2020. – Vol. 23. – P. 533-541.

111. Naumov, V.A. Calculation of load characteristics of a standard-sized series of single-screw pumps according to the results of tests / V.A. Naumov // *Materials science for energy technologies*. – 2020. – Vol. 26, № 3. – P. 80-89.

112. Oliveira, J.C. Flow equipment: pumps / J. C. Oliveira // *Encyclopedia of dairy sciences* / ed. J.W. Fuquay. – Cambridge: Elsevier Ltd. Academic Press, 2011. – P. 145-151.

113. Operating & Maintenance Manual for JRZL-100 Series Rotary Lobe Pumps [Electronic resource]. – URL:https://dixonvalve.com/sites/default/files/documents/Rotary-Lobe-Pumps-JRZL-100-Series_0.pdf (access date: 06.06.2025).

114. Ozturk, M. Manufacture of processed cheese: equipments used / M. Ozturk, M. Kilic-Akyilmaz // *Processed cheese science and technology: ingredients, manufacture, functionality, quality, and regulations*. – Cambridge: Elsevier Inc. Woodhead Publishing, 2022. – P. 197-210.

115. Pluta-Kubica, A. Influence of the melt holding time on fat droplet size and the viscoelastic properties of model spreadable processed cheeses with different compositions / A. Pluta-Kubica, M. Cerníkov, G. Dimitreli, J. Nebes, S. Exarhopoulos, A. Thomareis, F. Buňka, R. Salek // *International dairy journal*. – 2021. – Vol. 113. – DOI: 10.1016/j.idairyj.2020.104880.

116. Pomac Industries Group. Food beverages lobe Pump PLP [Electronic resource]. URL: <https://www.pomacpumps.com/en/food-beverages/lobe-pump-plp/> (access date: 16.03.2024).

117. Ramos, G.L.P.A. Low salt and low sodium processed cheeses / G.L.P.A. Ramos, A.T.S. Alves, A.G. Cruz // *Processed cheese science and technology: ingredients, manufacture, functionality, quality, and regulations*. – Cambridge: Elsevier Inc. Woodhead Publishing, 2022. – P. 177-197.

118. Ramos, G.L.P.A. Microbiology of processed cheese / G.L.P.A. Ramos, A.T.S. Alves, A.G. Cruz // *Processed cheese science and technology: ingredients, manufacture, functionality, quality, and regulations*. – Cambridge: Elsevier Inc. Woodhead Publishing, 2022. – P. 427-449.

119. Salek, R.N. The use of different cheese sources in processed cheese / R.N. Salek, F. Buňka, M. Černíková // Processed cheese science and technology: ingredients, manufacture, functionality, quality, and regulations. – Cambridge: Elsevier Inc. Woodhead Publishing, 2022. – P. 79-113.

120. Skoglund, T.A dynamic object-oriented model for efficient simulation of microbial reduction in dispersed turbulent flow / T. Skoglund, P. Dejmek // Journal of food engineering. – 2008. – Vol. 86. – P. 358-369.

121. Thomareis, A.S. Quality and testing of processed cheese: defects, QA, and QC / A.S. Thomareis, S.E. Chatziantoniou // Processed cheese science and technology: ingredients, manufacture, functionality, quality, and regulations. – Cambridge: Elsevier Inc. Woodhead Publishing, 2022. – P. 349-426.

122. Thomareis, A.S. Techniques used for processed cheese characterization / A.S. Thomareis, G. Dimitreli // Processed cheese science and technology: ingredients, manufacture, functionality, quality, and regulations. – Cambridge: Elsevier Inc. Woodhead Publishing, 2022. – P. 295-349.

123. Waukesha Cherry-Burrell. Rectangular flange positive displacement pumps [Electronic resource]. – URL: <https://www.spxflow.com/waukesha-cherry-burrell/products/universal-1-series-rectangular-flange-positive-displacement-pumps/> (access date: 05.05.2022).

124. Yang, D.C.H. The specific flow rate of deviation function based lobe pumps – derivation and analysis / D.C.H. Yang, S.H. Tong // Mechanism and machine theory. – 2002. – Vol. 37. – P. 1025-1042.

125. Zhou, H. Numerical analysis of the inlet and outlet diameter effects on pulsation dynamics and cavitation in the lobe pump / H. Zhou, P. Zhou, L. Meng, J. Li, C. Xiang, H. Qian // Journal of applied fluid mechanics. – 2025. – Vol. 18, № 5. – P. 1189-1204.

Приложение А
Патент на полезную модель

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 237266

**СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ КОЛОВРАТНОГО
НАСОСА**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Калининградский государственный технический университет" (RU)*

Авторы: *Левичева Оксана Игоревна (RU), Наумов Владимир Аркадьевич (RU), Ахмедова Наталья Равиловна (RU)*

Заявка № 2025109367

Приоритет полезной модели 15 апреля 2025 г.

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации 17 сентября 2025 г.

Срок действия исключительного права
на полезную модель истекает 15 апреля 2035 г.

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

документ подписан электронной подписью
Сергейчук Ольга Викторовна, ИИН 4730172050
Владимира Зубова, ИИН 4730172050
Действителен с 18.09.2025 по 04.11.2025

Ю.С. Зубов



Приложение Б

Справка о внедрении результатов диссертационной работы в производство

ООО «Плавит»

ИНН/КПП 3906143412/390601001, 236010, Калининградская область, город Калининград, ул. Сосновый бор, дом 13., тел./факс 8(4015) 667732, р/сч 40702810200000006567 в КБ (АО) «Энерготрансбанк» г. Калининград, БИК 042748701, кор/сч 30101810800000000701

Исх. № 21 от «15» апреля 2024 г.

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы
«Совершенствование процесса трубопроводного транспортирования плавленых сыров»
аспиранта Калининградского государственного технического университета
Левичевой Оксаны Игоревны

ООО «Плавит», рассмотрев результаты научных и практических исследований, полученных О.И. Левичевой, в рамках диссертационного исследования на тему: «Совершенствование процесса трубопроводного транспортирования плавленых сыров», отмечает актуальность, научную и практическую значимость проведенных исследований для нашего предприятия.

В период с мая 2023 года по декабрь 2023 разработанный метод был внедрен в производство сливочного плавленого сыра торговой марки «Витако».

В процессе производства плавленого сыра при помощи кулачкового насоса Waukesha Cherry-Burrell по трубопроводу из нержавеющей стали марки AISI 304, d=50 мм, длиной 33,5 м сырная масса подается в накопительный бак фасовочного автомата, где происходит расфасовка, охлаждение, упаковка сырной массы.

Метод позволил определить и настроить параметры системы транспортирования плавленого сыра в рабочей точке насоса с учетом влияния вязкости, что в свою очередь позволило увеличить показатель энергетической эффективности кулачкового насоса Waukesha Cherry-Burrell.

Главный инженер



/Кузнецов В.В./

Приложение В

Акт о внедрении результатов диссертационного исследования в учебный процесс



АКТ о внедрении результатов диссертационного исследования в учебный процесс

Настоящий акт составлен об использовании в учебном процессе *стенда для испытания коловратного насоса при транспортировании сильновязких жидкостей в заданных условиях производства для студентов,*

(наименование разработки, объекта внедрения)

выполненный по теме диссертационного исследования: *«Совершенствование процесса трубопроводного транспортирования плавящихся сыров».*

Разработка используется в учебном процессе *кафедры техносферной безопасности и природообустройства, начиная с 2026 года*

(института, кафедры, время внедрения)

при подготовке и выполнении лабораторных работ по дисциплинам *«Насосы и насосные станции», Компьютерное моделирование в профессиональной деятельности»*

(подготовка / выполнении лабораторных, курсовых, выпускных квалификационных работ, методик, обучающих программ, текстов лекций, учебников, кандидатских и докторских диссертаций и т.д.)

по направлению подготовки (специальности) *20.03.02 Природообустройство и водопользование (Комплексное использование и охрана водных ресурсов), 20.04.02 Природообустройство и водопользование (Инженерные системы водоснабжения и водоотведения)*


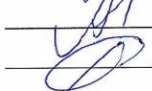

(шифр и наименование направления (специальности))

и позволяет повысить теоретический и практический уровень подготовки и реализовать компетентностный подход при реализации образовательных программ

(указать эффективность внедрения)

Описание объекта внедрения прилагается (на обороте) и является неотъемлемой частью Акта.

Заведующий кафедрой
 Начальник УОП и КОД
 Начальник УНИД

 Н.Р. Ахмедова
 Д.Л. Альшевский
 Р.К. Поляков

Описание объекта внедрения



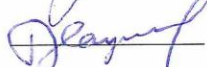
«Стенд для испытания коловратного насоса»

(наименование разработки)

1. Краткая характеристика объекта внедрения и его назначения.
Разработанный стенд относится к технологическому оборудованию, позволяет найти фактические параметры нагрузочных характеристик перекачивающих коловратных насосов - подачу, затраченную мощность, КПД, показатель удельных энергетических затрат и по полученным характеристикам подбирать насосное оборудование, которое в процессе эксплуатации в заданных условиях производства будет менее энергозатратным.
2. Разработчики: Левичева О.И., аспирант кафедры инжиниринга технологического оборудования; Наумов В.А., д.т.н. кафедры техносферной безопасности и природообустройства; Ахмедова Н.Р. заведующий кафедры техносферной безопасности и природообустройства, доцент.
3. Сотрудники, использующие разработки: Левичева О.И., аспирант; Наумов В.А., д.т.н., профессора кафедры техносферной безопасности и природообустройства.
4. Начало использования объекта внедрения: февраль 2026 г.
5. Число студентов (аспирантов, докторантов), пользующихся разработкой: бакалавров – 13 человек (группа 22-ВП); магистров – 8 человек (группа 25-ВП/м).
6. Дата и номер протокола заседания кафедры, на котором разработка рекомендована к внедрению в учебный процесс по направлениям подготовки 20.03.02 Природообустройство и водопользование (профиль «Комплексное использование и охрана водных ресурсов»), 20.04.02 Природообустройство и водопользование (профиль «Инженерные системы водоснабжения и водоотведения») протокол № 5 от 21. 11.2025 г.
7. Реквизиты рабочей программы дисциплины, в которой имеется ссылка на разработку «Стенд для испытания коловратного насоса» Рабочая программа дисциплины «Насосы и насосные станции» ОПОП бакалавриата по направлению 20.03.02 Природообустройство и водопользование (профиль программы Комплексное использование и охрана водных ресурсов); Рабочая программа дисциплины «Компьютерное моделирование в профессиональной деятельности» ОПОП ВО магистратуры по направлению 20.04.02 Природообустройство и водопользование (профиль программы «Инженерные системы водоснабжения и водоотведения»).

Заведующий кафедрой ТБП

Разработчики

 Н.Р. Ахмедова
 О.И. Левичева
 В.А. Наумов

Приложение Г

Результаты исследования реологических параметров ПС [88]

Таблица Г.1 – Состав исследованных образцов ПС

Образец	Вода, %	Сыр «Гауда», %	Масло, %	Сухое обезжиренное молоко, %	Цитрат натрия, %
ПС-1(1)*	37,5	50,5	0	9,0	3,0
ПС-2(4)	44,3	30,5	19,7	2,5	3,0
ПС-3(6)	24,5	43,0	27,0	2,5	3,0
ПС-4(7)	17,0	60,0	17,5	2,5	3,0
ПС-5(5)	14,0	81,3	1,7	0	3,0

Примечание: в скобках указан номер образца в источнике [88]

Таблица Г.2 – Реологические параметры образцов ПС при различных температурах

Образец	65°C		75°C		85°C		95°C	
	<i>m</i>	<i>K</i>	<i>m</i>	<i>K</i>	<i>m</i>	<i>K</i>	<i>m</i>	<i>K</i>
ПС-1	0,833	2,175	0,844	0,944	0,863	0,412	0,877	0,221
ПС-2	0,744	1,851	0,750	1,058	0,736	0,680	0,759	0,364
ПС-3	0,720	3,269	0,713	2,237	0,692	1,554	0,681	1,138
ПС-4	0,655	26,545	0,645	15,462	0,684	7,136	0,711	3,332
ПС-5	0,717	29,406	0,710	17,978	0,733	7,456	0,732	4,413

Таблица Г.3 – Состав исследованных образцов ПС

Образец плавленого сыра	Характеристика вязкости	Ссылка на источник
Советский	Средняя вязкость	[50]
Российский	Средняя вязкость	[54]

Продолжение таблицы Г.3

Образец плавленого сыра	Характеристика вязкости	Ссылка на источник
Городской	Высокая вязкость	[4]
Шоколадный	Низкая вязкость	[4]
С луком	Низкая вязкость	[52]
Дружба	Низкая вязкость	[51]
Угличский	Низкая вязкость	[53]

Приложение Д
 Результаты заводских испытаний LP WCB RF-024 [123]

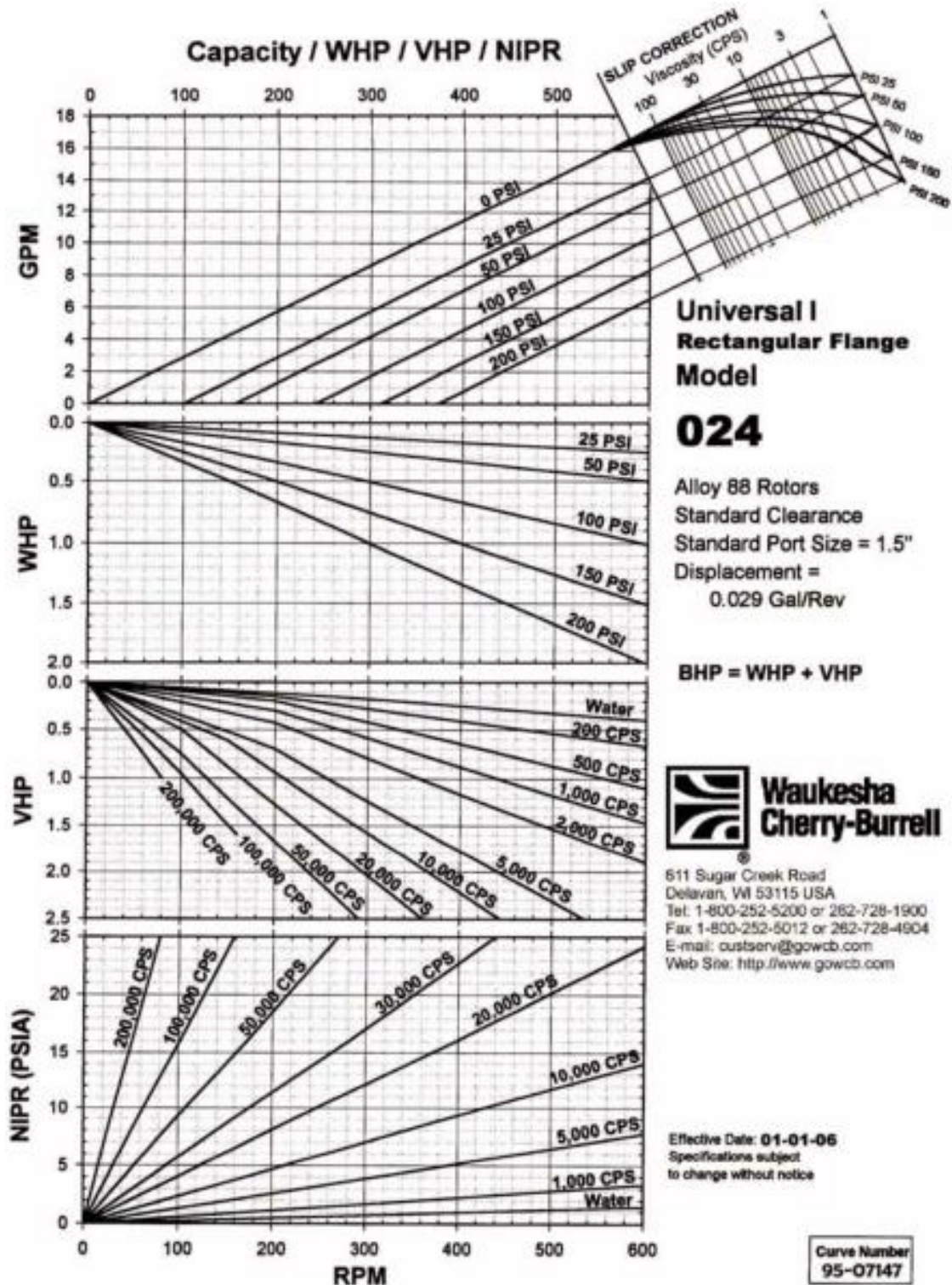


Рисунок Д.1 – Результаты заводских испытаний LP WCB RF-024

Приложение Е
Результаты заводских испытаний PLP 1-1,5 [116]

PLP-line

Overzichtsgrafieken

PLP 1-1,5

$$Q_{TOT} = Q_{TH} - Q_L$$

$$P_{TOT} = P_{TH} + P_V$$

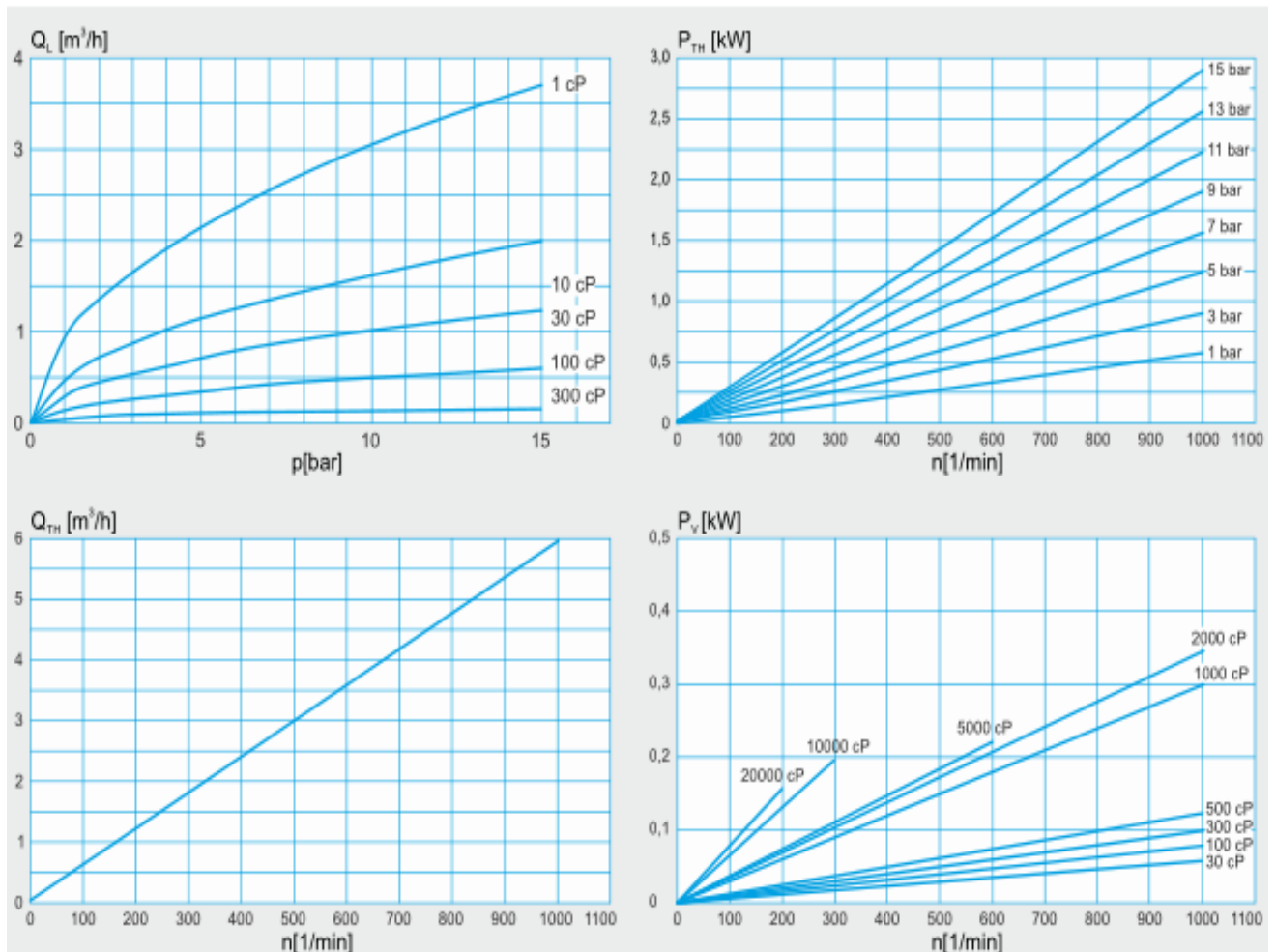
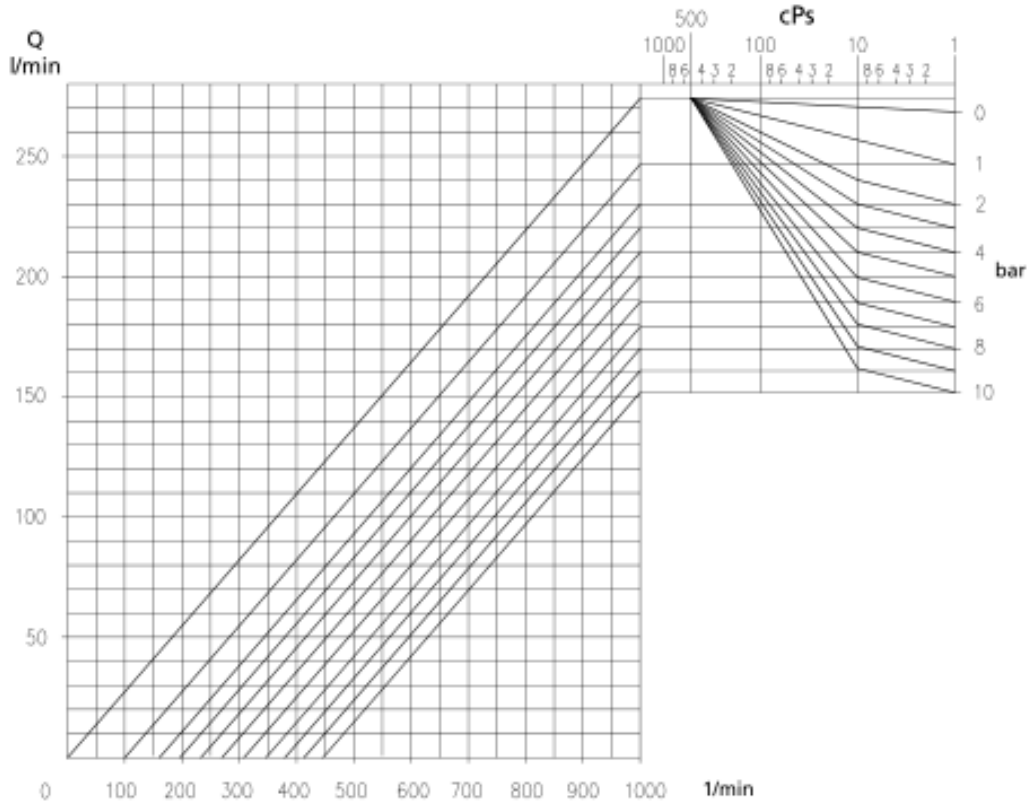


Рисунок Е.1 – Результаты заводских испытаний PLP 1-1,5

Приложение Ж

Результаты заводских испытаний КН Vitalobe 215 [101] с двухкулачковым ротором и стандартными зазорами



Total input power Vitalobe 215 - bi-lobe rotor - clearance: standard

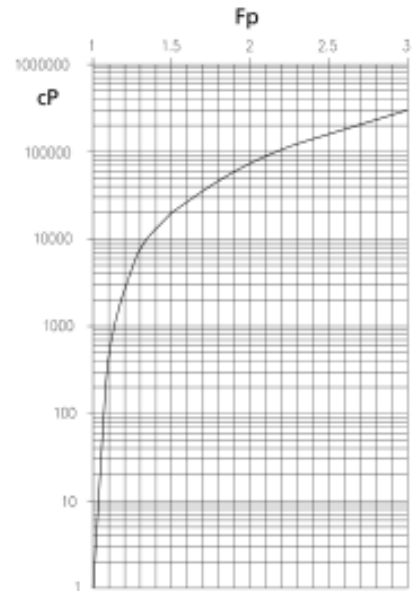
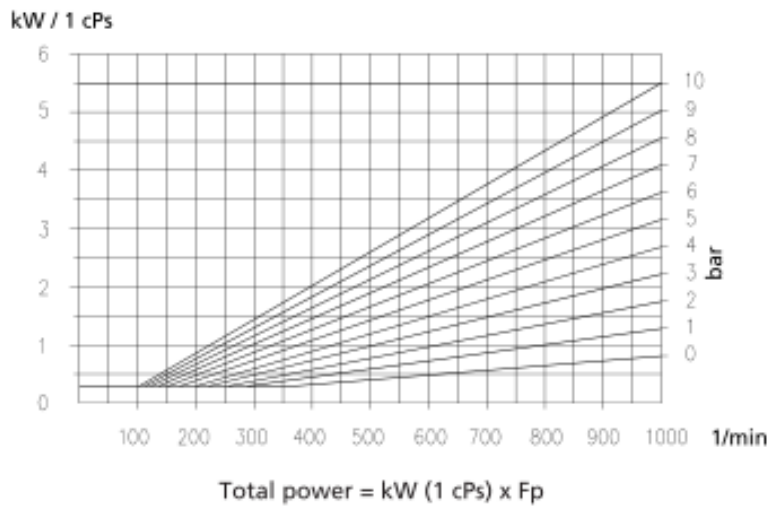


Рисунок Ж.1 – Результаты заводских испытаний КН Vitalobe 215 с двухкулачковым ротором и стандартными зазорами

Приложение И

Результаты заводских испытаний КН JRZL-120 [113] с двухкулачковым ротором и стандартными зазорами

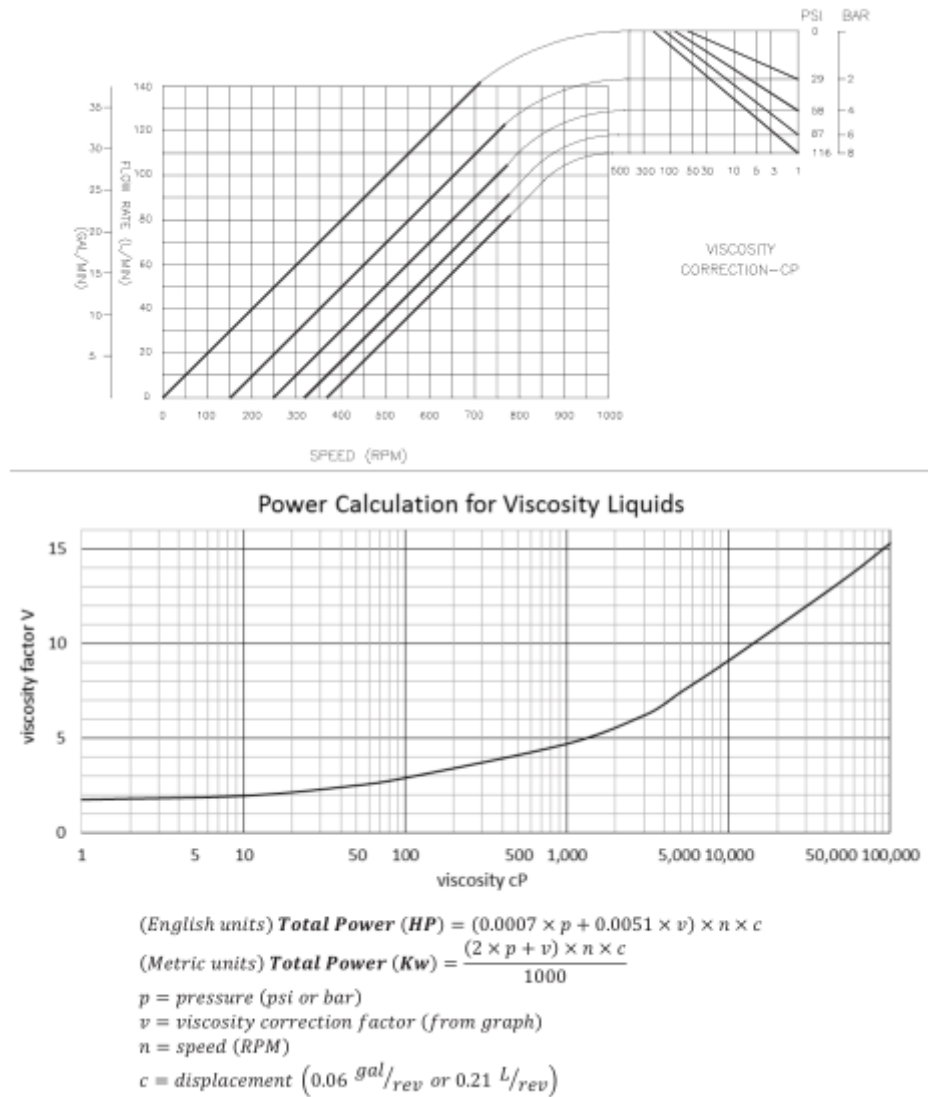


Рисунок И.1 – Результаты заводских испытаний КН JRZL-120 с двухкулачковым ротором и стандартными зазорами

Описание программного обеспечения

Программа предназначена для расчета фактических параметров рабочей точки насосной установки с учетом влияния вязкости плавленого сыра. В программу загружаются исходные данные трубопровода, плавленого сыра, коловратного насоса типа PLP, эмпирические константы для коловратного насоса. Далее программа производит расчеты и строит графические зависимости производительности, мощности, КПД, показателя удельных энергетических затрат, зависимость потерь давления по длине трубопровода от подачи при различных диаметрах.

Программа позволяет выполнять расчет насосной установки с учетом характеристики трубопровода и насоса. По полученным характеристикам подбирать насосное оборудование, которое в процессе эксплуатации будет менее энергозатратным.

Функциональные возможности программы: позволяют найти фактические параметры нагрузочных характеристик перекачивающих коловратных насосов - подачу, затраченную мощность, КПД, показатель удельных энергетических затрат. Применять полученные значения для сравнения и обоснованного выбора насосного агрегата в заданных условиях технологической линии пищевого производства.