

ФГБОУ ВО «Казанский государственный аграрный университет»
Институт механизации и технического сервиса
Кафедра «Машины и оборудование в агробизнесе»
Направление подготовки – 35.04.06 Агроинженерия
Магистерская программа – Технологии и средства механизации сельского
хозяйства

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

**ТЕМА: «Разработка и обоснование параметров пульсирующего
транспортёра полужидких кормов»**

Студент магистратуры _____ Усманов Д.

Научный руководитель,
к.т.н., доцент _____ Лушнов М.А.

Рецензент, к.т.н., доцент _____ Шайхутдинов Р.Р.

Обсужден на заседании кафедры и допущен к защите
(Протокол № _____ от _____ 2019 г.)

И.О. заведующего кафедрой машин и
оборудования _____ Халиуллин Д.Т.

Казань – 2019 г

Содержание

ВВЕДЕНИЕ

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

- 1.1 Гидромеханизация технологических процессов на животноводческих фермах и комплексах с применением трубопроводного транспорта
- 1.2 Реологические свойства сельскохозяйственных материалов
- 1.3 Основные расчетные зависимости транспортирования по трубам влажных высоковязких смесей
 - 1.3.1 Стационарные процессы
 - 1.3.2 Не стационарные процессы
- 1.4 Обзор средств подачи влажных высоковязких смесей
- 1.5 Выводы по разделу

2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ К ОБОСНОВАНИЮ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ВЛАЖНЫХ ВЫСОКОВЯЗКИХ КОРМОСМЕСЕЙ ПО ТРУБАМ

- 2.1 Классификация способов транспортирования кормосмесей
- 2.2 Конструктивно – технологическая схема пульсирующего транспортера влажных высоковязких кормосмесей
- 2.3. Гидродинамика пульсирующего движения в круглой трубе
- 2.4 Расчет потребной мощности при пульсирующем движении

3 ОБЩАЯ ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

- 3.1 Методика лабораторных исследований
- 3.2 Разработка аппаратуры и приборов
- 3.3 Разработка экспериментальной установки

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ АНАЛИЗ

- 4.1 Результаты экспериментальных исследований и их обработка
- 4.2 Оценка погрешностей измерения

5 РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ

ЭФФЕКТИВНОСТИ

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПРОИЗВОДСТВУ

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

ВВЕДЕНИЕ

На современном этапе развития сельского хозяйства большое внимание уделяется интенсификации производства продукции в животноводстве, которая в свою очередь требует создание новейшего сельскохозяйственного оборудования, применения новых технологий на базе современных достижений науки и техники.

Прогрессивным и перспективным направлением развития животноводства является транспортировка влажных высоковязких смесей по трубам [17,35].

Для животноводческих ферм характерны большие объемы гидротранспортных работ, особенно на свиноводческих комплексах. Причем такой объем работ требует выполнять в короткие сроки, обусловленные зоотехническими требованиями. В результате на комплексах приходится сооружать гидротранспортные установки большой мощности.

В связи с развитием фермерских хозяйств появилась также необходимость разработки и создания малых компактных транспортирующих устройств, влажных высоковязких смесей по трубам. Все это указывает на острую актуальность гидротранспортной проблемы в животноводстве как в практическом, так и в научном отношении.

Производственный опыт и исследовательская работа по изучению гидротранспортных установок показали, что такой способ транспортирования, наиболее экономичен, отличается простотой и высокой надежностью конструктивных элементов, улучшает санитарно – гигиенические условия труда и дает возможность полной автоматизации процессов транспортирования [35,55,65].

Следует, однако, сказать о том, что эффективное применение напорного способа транспортирования влажных высоковязких смесей, относящихся к неньютоновским жидкостям, невозможно без определения оптимальных геометрических размеров трубопроводов, режимов и

параметров транспортирования, мощности энергетических установок на основе точных технико-экономических и инженерных расчетов. В основе таких расчетов должно лежать верное представление о физических и реологических свойствах транспортируемой среды, о характере процесса движения влажных высоковязких смесей.

Актуальность темы. Имеющийся в литературе экспериментальные и теоретический материал по исследованию движения влажных высоковязких смесей позволяет выявить основу для создания той или иной гидродинамической модели движения. Однако общей законченной модели и отработанной инженерной методики, позволяющей достаточно точно и надежно получать параметры гидротранспортной установки до настоящего времени нет. Это обусловлено значительными математическими трудностями гидродинамического расчета.

Поэтому для использования движения таких смесей применяются отдельные упрощенные модели, то есть на реальный процесс течения налагается ограничения: рассматривается только ламинарный поток, процесс течения считается изотермическим, материал принимается несжимаемым, рассматривается только стационарное течение. Однако не всегда такие ограничения достаточно эффективные. Исходя из вышесказанного, правильный выбор модели движения существенно влияет на эффективность транспортирования.

Однако из наиболее эффективных путей снижения энергетических затрат при транспортировании влажных высоковязких смесей является использование пульсирующих режимов движения [19, 20, 29]. Такими режимами достигается текучесть смесей, которые в статическом состоянии имеют прочные твердообразные структуры с большим пределом текучести. Изотропное воздействие от вибрации, проявляющиеся в относительном связях в структуре, снижают силу трения и сцепления, а также предела текучести, что создает условия течения при более неких сдвиговых напряжениях.

Наиболее эффективным способом создания пульсирующих режимов движения является применение пульсаторов, создающих вибрацию непосредственно самой жидкости.

Следовательно, в настоящее время появилась необходимость провести теоретические и экспериментальные исследования пульсирующих режимов течения влажных высоковязких смесей по трубам.

Целью данной работы является повышение эффективности процесса транспортирования влажных высоковязких кормосмесей по трубам путем использования пульсирующих режимов движения.

Научная новизна работы заключается в обосновании эффективности пульсирующего способа транспортирования влажных высоковязких кормосмесей по трубам на основе разработанной математической модели, получении основной гидродинамической зависимости для пульсирующего транспортирования таких смесей по трубам и на основе ее разработки инженерной методики расчета.

Практическая ценность работы заключается в возможности использования разработанных: методики расчета устройства пульсации, а также расчета параметров пульсирующего движения влажных высоковязких кормовых смесей по трубам в конкретных хозяйствах. Ценность для практики представляют также разработанные и изготовленные приборы для определения параметров транспортируемых смесей.

На защиту выносятся:

- конструктивно-технологическая схема пульсирующего транспортирования влажных высоковязких кормосмесей по трубам;
- математическая модель, описывающая физическую сущность пульсирующего процесса транспортирования влажных высоковязких кормосмесей по трубам;
- результаты теоретического и экспериментального исследования параметров пульсирующего транспортирования влажных высоковязких кормосмесей по трубам;

- методика расчета пульсирующего транспортирования кормосмесей по трубам;
- результаты реализации пульсирующего транспортирования влажных высоковязких кормосмесей по трубам.

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Гидромеханизация технологических процессов на животноводческих фермах и комплексах с применением трубопроводного транспорта

В условиях высокой концентрации и специализации трубопроводная транспортировка различных грузов все шире распространяется в хозяйствах нашей страны. При этом, например, на животноводческих комплексах приходится транспортировать большие массы жидких кормов, молока и других видов груза.

Примером использования гидромеханизации на современном крупном промышленном комплексе служит опыт механизации трудоемких процессов на свиноводческих комплексах. Это крупные высокомеханизированные и автоматизированные предприятия. На которых широко применена гидромеханизация приготовления, транспортировки и раздача по трубам жидких кормов при помощи насосов. Так на ферме с поголовьем 108 тыс. животных ежедневно транспортируют и раздают 600 т жидких кормов и перекачивают в хранилища свыше 2300 м³ жидкого навоза [70].

Таблица 1.1 - Нормы обслуживания свиней на одного исполнителя при кормлении влажными мешанками

Работа и способы их выполнения			Методы содержания животных		
Раздача кормов	Удаление навоза	Мелко групповой	Крупно групповой	Свободно выгульный	При откорма

по трубам	гидросмывом	810– 890	1060-1200	1240-1440	1550
РКС- 3000	транспортером	610-650	740-810	870-960	1550
вручную	вагонеткой	215-220	230-235	240-245	-

Таблица 1.2 - нормативы на раздачу влажных мешанок

(мин., на 10 голов в день)

Норма кормления на голову, кг	Способ раздачи кормов				
	По трубам	КР-212	РКС-3000	КУТ-3А	ТСН-3
2,0	0,06	0,08	0,14	0,23	0,88
0,4	0,12	0,17	0,29	0,46	1,76
8,0	0,24	0,33	0,59	0,92	3,52
16,0	0,49	0,68	0,95	1,84	7,04
32,0	0,98	1,34	2,34	3,68	14,09

Таблица 1.3 - нормативы времени на чистку стаканов и удаление навоза

(мин. на 10 голов в день)

Наименование операций	Методы содержания животных		
	Мелко - групповой	Крупно - групповой	Выгульный
Чистка станков вручную	2,4	1,6	1,2
Гидросмывом	1,8	1,0	0,7
Удаление навоза вагонеткой	3,4	3,4	3,4
Транспортером	0,4	0,3	0,2
Гидросмывом	0,1	0,1	0,1

В пригодных свиноводческих хозяйствах применяются кормовые смеси текучей консистенции на основе пищевых отходов. Большой опыт гидромеханизации приготовления, транспортировка и раздача таких кормов накоплен на фермах и комплексах Московской, Ленинградской области, стран Прибалтики и других районов России [17, 21, 23, 31, 35, 38, 55, 65].

Кормление полужидкими кормами имеют ряд преимуществ: сокращает время поедания коров, уменьшает их потери, позволяет применять корма мелкого помола, способствует сохранению однородности корма и высокой точности его дозирования по кормушкам, обеспечивает регулирование корма в одном и том же объеме кормовой массы, создает условия для большой сохранности поголовья и получение туши свиней высокого качества [65].

Ученые и практики – свиноводы отмечают, что при кормлении свиней полужидкими кормами существенно сокращаются затраты энергии на пережевывание корма и секрецию слюны. Теплый жидкий корм лучше возбуждает аппетит животных и благоприятно действует на желудочно-кишечный тракт [23].

Основные преимущества трубной раздачи перед другими способами раздачи состоит в том, что при этом исключается разрыв потока кормов между кормоцехом и фермой, отсутствуют перевалочные перевалочными операции кормами [23, 35, 65].

Подачу полужидких смесей по трубам осуществляют насосами, сжатым воздухом или под действием вакуума, создаваемого на одном из концов трубопровода. Из известных средств подачи кормов по трубам наиболее эффективным на наш взгляд является пневматическая установка. Пневматической установкой с помощью оборудования, выпускаемого промышленностью для транспортировки полужидких смесей по трубам, создают избыточное давление до 590 – 785 кПа. При использовании же фекальных насосов типа 2,5 НФ, 4НФ возможное максимальное давление не превышает 205 – 394 кПа, а самые совершенные вакуумные установки создают разрежения не более 10 кПа [11, 28, 39, 62].

Большую перспективу гидромеханизация имеет при доставке на фермы и комплексы отходов пищевой промышленности, используемых для кормления животных. Расчеты и практика показывает, что применение трубопроводного транспорта для доставки на фермы и комплексы свекловичного жома, спиртовой барды, пивной дробины позволяет снизить себестоимость кормовой единицы с 3 до 10 рублей по сравнению с автомобильным транспортом.

1.2 Реологические свойства сельскохозяйственных материалов

Реология, которую можно рассматривать как механику реальных сплошных сред, заимствуя в определенной степени и в определенных условиях основные положения теории упругости и гидродинамика, дает возможность понять многие явления происходящие при транспортировке сельскохозяйственных материалов, а также дать научно – обоснованные методы расчета [6, 20, 23, 24, 52, 53, 63].

В гидромеханике простую ньютоновскую жидкость принято рассматривать как нормальную, а жидкость с отклоняющимися от обычных характеристиками течения как аномальные. Однако, эти, так называемые, аномальные или неньютоновские жидкости часто встречаются в природе. По современным представлением природы аномального поведения кормосмесей и навоза является следствием структурных изменений происходящих в них процессе течения. Вязкость кормосмесей и навоза при этом называется «структурной вязкостью».

1- группа. Ньютоновские жидкости

Для любого течения ньютоновской жидкости она определяется законом Ньютона – Петрова.

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dx} \quad (1.1)$$

График зависимости между напряжением и градиентом скорости сдвига для ньютоновской жидкости представляет прямую линию (рисунок 1.1. кривая А) с тангенсом угла наклона η , и эта единственная постоянная полностью характеризует жидкость.

Ньютоновское поведение, как правило, присуще жидкостям с небольшой молекулярной массой, в которых она обуславливается столкновением не больших (очень жидкое навозная масса, вода).

2 – группа. Бингамовские пластики

Кривая течение для таких жидкостей представляет прямую линию (рисунок 1.2. кривая В), пересекающую ось напряжения сдвига на расстоянии Γ_0 от ее начала. Напряжение текучести Γ_0 есть предел, превышения которого приводит к возникновению вязкого течения. Реологическое уравнение приводят для бингамовских пластиков, записывается в виде:

$$\Gamma = \Gamma_0 + \eta \frac{dv}{dx} \quad (1.2)$$

Многие реальные жидкости очень близки к такому типу. В качестве примера можно назвать масляные краски, зубную пасту, буровые растворы, пищевые отходы, навозные жижи, кормовые массы. Объяснение поведения бингамовских пластиков исходит из предположения о наличии у покоящейся жидкости пространственной структуры, достаточно жесткой, чтобы сопротивляться любому напряжению.

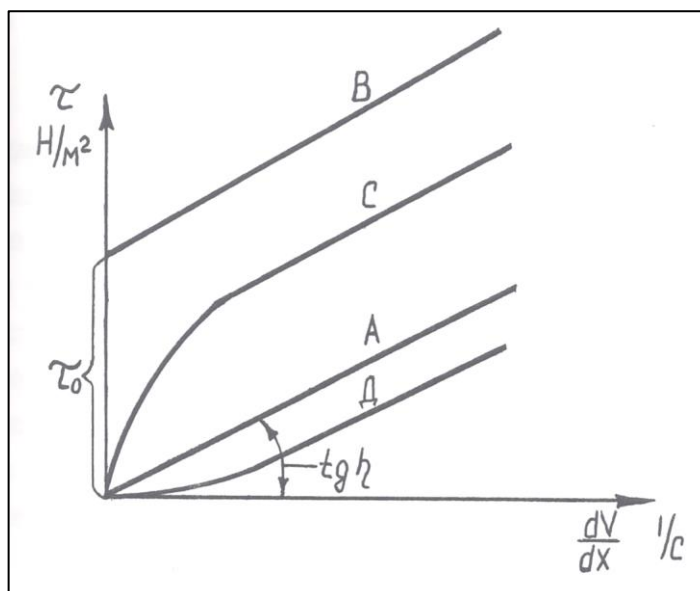


Рисунок 1.1 – Зависимость напряжения сдвига от градиента скорости сдвига для различных типов жидкостей

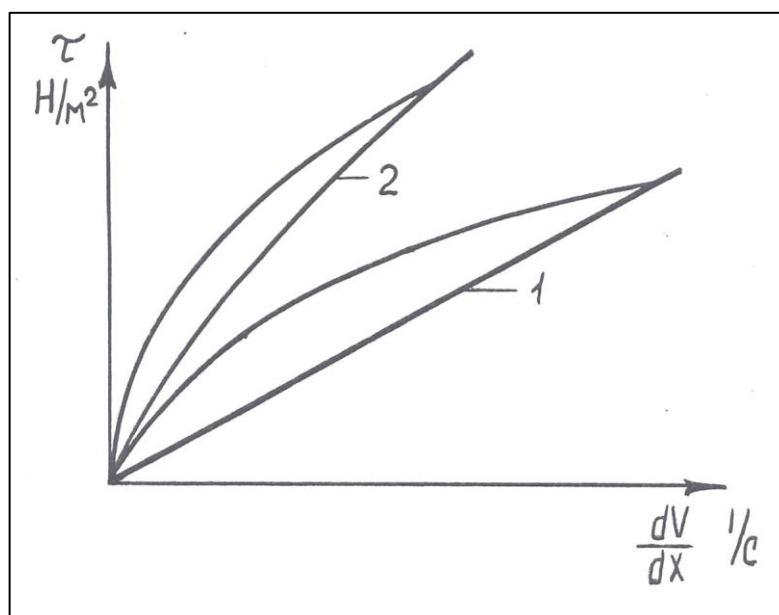


Рисунок 1.2 – Кривые течения тиксотропных жидкостей

3 – группа. Псевдопластичные жидкости

Псевдопластичные жидкости не обнаруживают предела текучести. И кривая течения у них показывает, что отношения напряжения сдвига к градиенту скорости сдвига постепенно понижается с ростом градиента скорости сдвига (рисунок 1.1, кривая C). Кривая течения становится линейной только при очень больших по величине скоростях деформации сдвига. Для описания жидкостей такого типа установлена эмпирическая,

функциональная зависимость в виде степенного закона. Такая зависимость предложенная впервые Оставльдом и Рейнером, а затем усовершенствованная Уилкинсоном, записывается в виде:

$$\tau = K_1 \left(\frac{dv}{dx} \right)^n \quad (1.3)$$

где K_1 и n являются постоянными коэффициентами данной жидкости.

Чем выше вязкость жидкости, тем больше K_1 – мера консистенции жидкости.

n — характеризует степень неньютоновского поведения жидкости, и чем больше отличается от единицы, тем отчетливее проявляется ее неньютоновские свойства. На основании формулы (1.3) получаем, что вязкость псевдопластических жидкостей будет равно:

$$\eta = K_1 \left(\frac{dv}{dx} \right)^{n-1} \quad (1.4)$$

и поскольку для псевдопластических жидкостей $n < 1$, то вязкость убывает с возрастанием скорости сдвига. Такое поведение характерно для высокополимерных жидкостей. Уилкинсон предположил, что с возрастанием скорости сдвига молекулы постепенно ориентируются и вместо случайных, хаотических движений, которые они совершают в покоящейся жидкости, начинают движение вдоль направления потока. Поэтому вязкость будет убывать с ростом скорости сдвига до тех пор, пока сохраняется возможность дальнейшего ориентирования молекул вдоль линии тока, а затем кривая течения становится линейной.

4 – группа. Дилатантные жидкости

Дилатантные жидкости сходные псевдопластиками тем, что в них также повышается с возрастанием скорости сдвига. Степенной закон и в данном случае оказывается пригодным, но показатель степени уже будет превышать единицу. Процесс структурообразования является причиной быстрого нарастания вязкости (рисунок 1.2 кривая Д). В природе дилатантные

жидкости встречаются реже, чем псевдопластика, но в случае применимости степенного закона, расчет для обоих типов жидкостей становится почти одинаковым.

5 – группа. Упруговязкие жидкости

Упруговязким называется жидкости, проявляющей как упругое восстановление формы, так и вязкое течение. Впервые такие жидкости исследовал Максвелл и установил, что упруговязкая жидкость не может быть охарактеризована простым реологическим уравнением типа $V = f(\tau)$. Основное отличие заключается в том, что реологическое уравнение в общем случае содержит производные по времени как от τ , так и от V .

Все выше рассмотренные виды жидкостей могут определять свою вязкость не только скоростью сдвига, но и продолжительностью сдвига. Эти жидкости в соответствие с тем, убывают или возрастают со временем напряжение сдвига, подразделяется на тиксотропные и реопектические. Значит все виды жидкостей рассмотренные ранее могут быть тиксотропными и реопектическими. Например, тиксотропные бингамовские пластики или реопектические бингамовские пластики.

6 – группа. Таксотропные жидкости

Таксотропными называются жидкости, которым свойственно постепенное разрушение структуры при сдвиге. Если тиксотропный материал, находившийся в состоянии покоя, деформировать с постоянной скоростью сдвига, то его структура будет постепенно разрушаться, а вязкость снижаться со временем. Скорость разрушения структуры при определенной скорости сдвига зависит от число связей до начало разрушения структуры и должна поэтому уменьшаться с течением времени. Одновременно будет также возрастать скорость восстановления структуры, так как число новых возможных связей увеличивается. В конце концов, когда скорости структурообразования и разрушения структуры станут равны друг другу, наступит динамическое равновесие. Тиксотропия является обратимым

процессом, и после исчезновения возмущений жидкости ее структура постепенно восстанавливается. Такая особенность поведения приводит к своего рода гистерезисной петле кривой течения, если сначала нанести значения напряжений для равномерно возрастающей скорости сдвига, а затем для равномерно убывающей скорости. На рисунке 1.3 показаны кривые течения для таксоотропных жидкостей ньютоновского – 1 и псевдопластического – 2 типа. Восходящая ветвь кривой течения соответствует постепенно нарастающему во времени напряжению сдвига. После достижения равновесного состояния дальнейший гистерезис исключается.

7 – группа. Реопектические жидкости

Данным жидкостям свойственно постепенное структурообразование при сдвиге. Несомненно, существует критическая величина сдвига, после превышения которой восстановление структуры не имеет места, а наоборот, происходит ее разрушение. Такие свойства были обнаружены в разбавленных водных растворах пятиоксида ванадия и бентонита. Свойства реопексии обнаруживаются только при небольших скоростях сдвига, если же скорость сдвига велика, то образование структуры не происходит. Реопектичность внешне напоминает дилатантность, где время структурообразования незначительно. Однако аналогия не является здесь полной потому, что реопектические при небольших значениях скорости сдвига. Эти значения являются верхним пределом, за которым аналогия становится несправедливой.

1.3 Основные расчетные транспортирования по трубам влажных, высоковязких смесей

1.3.1 Стационарные процессы

Исследованиям транспортирования и раздача влажных, высоковязких смесей, которые относятся к неньютоновским жидкостям, посвящено большое количество работ.

Первые систематические исследования трубопроводного транспорта кормовых масс на фермах выполнил Ф.С. Лихачев. Автор получил зависимости потерь напора от скорости движения кормосмесей в стальных трубах разного диаметра, проследил структурные изменения в кормовых смесях и их влияния на реологические характеристики кормосмесей [57, 58,59].

Вязко – пластичные свойства кормосмесей он определял при помощи вискозиметра РВ – 3. В соответствии с проведенными исследованиями, Ф.С. Лихачев рекомендует потери напора определять по формуле:

$$i_1 = \frac{30\gamma v}{qgd}^2 + \frac{6,4r_0}{qgd} \quad (1.5)$$

В.Ф. Лая [54] исследовал течение кормовых масс в стальных трубах диаметром 50 – 80 мм и пришел к выводу, что движения полужидких кормов подчиняется закону Шведова – Бингама, и формулу Букингэма рекомендовал использовать для расчета гидротранспорта исследованных кормов в упрощенном виде:

$$l_1 = \frac{32\gamma v}{qgd}^2 + \frac{16r_0}{3qgd} \quad (1.6)$$

К аналогичным выводам пришли И.Н. Гуднин [27], исследовавший транспортирование по трубам кормовых дрожжей в условиях животноводческих ферм и И.К. Хлебников [108], исследовавший процесс подачи кормовых смесей на свинофермах насосными установками.

Большой объем исследований характеристик кормопроводов выполнил А.Е. Кузьмин [50,51]. Он пришел к выводу, что при известных реологических характеристиках, найденных методом анализа потерь напора в трубах, коэффициент гидравлических потерь следует определять по формуле:

$$\lambda = \frac{64}{Re_{ст}} \quad (1.7)$$

Если значение λ и Γ_0 получены на ротационном вискозиметре, то формула (1.7) не пригодна. В этом случае автор рекомендует пользоваться эмпирической зависимостью:

$$\lambda = \frac{1.8}{Re_{cr}^{0.5}} \quad (1.8)$$

Отметим, что при:

$$Re_{cr} = \frac{1}{\frac{\mu_{пл}}{\rho dv} + \frac{1}{6} \frac{\tau_0}{\rho v^2}}, \quad (1.9)$$

Формула (1.7) является прямым следствием формулы (1.6), и получена из уравнения Букингема [56]:

$$Q = \frac{\pi d^4 \Delta P}{128 \mu_{пл} l} \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \frac{\Delta P_0}{\Delta P} + \frac{1}{3} \left(\frac{\Delta P_0}{\Delta P} \right)^4 \right] \quad (1.10)$$

при линейной аппроксимации выражения в квадратных скобках в предположении, что $\Delta P_0 \ll \Delta P$.

Достаточно полно представлены исследования процесса движения кормовых смесей по трубам в работах В.Г.Кобы и В.В.Потапова[41,42,43]. Авторами на основании анализа процессов движения кормовых смесей по трубам и анализе экспериментальных профилей скоростей, рекомендовано коэффициент гидравлического сопротивления стальных кормопроводов, при движении текучих кормов концентратно-свекловичного рациона влажностью 63,9- 73,5%, определять по формуле:

$$\lambda = \frac{185}{Re_{ст}} \quad (1.11)$$

и число Рейнольдса обобщенное определять выражением:

$$Re_{ст} = \frac{Re}{1 + \frac{1}{2} \frac{\tau_0 d}{\mu_{пл} V}} \quad (1.12)$$

где $\frac{\tau_0 d}{\mu_{пл} V}$ - число Олдройда, учитывающее пластичные свойства. В.Г.Коба и В.В. Потапов выделяют два вида структурного движения кормосмесей в трубах. В тех случаях, когда наблюдается скольжение кормосмеси твердым

стержнем по внутренним стенкам кормопроводов, давление в кормопроводе на расстоянии l от его начала рекомендуется определять по формуле:

$$P = \left(P_m + \frac{C_0}{A} \right) \cdot \exp \left(-\frac{2Al}{R} \right) - \frac{C_0}{A} \quad (1.13)$$

где C_0 и A – эмпирические коэффициенты, которые определяются из условия трения кормосмеси.

При развитии течения кормосмеси в объемных слоях, гидравлический уклон авторы рекомендуют определять по формуле:

$$i_1 = \frac{32\mu_{пл}V}{\rho g d^2(1-\varphi^4)} + \frac{4\tau_0}{\rho g d\varphi} \quad (1.14)$$

где φ – коэффициент, учитывающий толщину пристенного слоя с развитым градиентом течения.

В работе [39] приведено обоснование двух видов структурного движения кормовых смесей в трубах.

Кормовые смеси, в силу своей пластичности могут обладать свойствами упругого и вязкого тела, так что в соответствии с общим законом трения Максвелла имеем:

$$\frac{d\tau}{dt} = E \frac{d\varepsilon}{d\tau} - \frac{\tau E}{\mu} \quad (1.15)$$

В случае, когда напряжение и деформация непостоянны. Решение последнего дифференциального уравнения имеет вид:

$$\tau = \mu \left| \frac{dv}{dr} \right| + \tau_0 \exp \left(-\frac{tE}{\mu} \right) \quad (1.16)$$

где $\frac{dv}{dr}$ – градиент скорости сдвига в направлении, нормальном к направлению сдвига, $1/c$

Учитывая конкретные физико-механические свойства кормосмесей, можно выделить два основных вида движения их в трубах:

1. При $\mu \gg 0, \tau_0 \neq 0$ когда внутреннее трение кормовой смеси велико, сдвиг у стенок кормопровода чрезвычайно мал. В этом случае кормовая масса перемещается по тонкой пристенной пленке как твердое тело, в виде стержня с практически неразрушенной структурой.

При этом, по нашему мнению, возможны два варианта. Если напряжения сдвига на стенках кормопровода τ_R больше предельных напряжений сдвига кормосмеси по материалу стенок трубы τ_{01} но меньше предела текучести τ_0 , пристенная пленка представляет собой весьма малый слой дисперсной среды. Если же τ_R больше предела текучести, но меньше предельных напряжений сдвига кормосмеси по материалу стенок трубы, то пристенная пленка представляет собой залипший кормовой смеси.

2. При $\mu > 0, \tau_0 \neq 0, \frac{\mu}{E}$ наблюдается движение со сдвигом слоев корма в ядре течения. В зависимости от скорости движения кормовой смеси и ее физико-механических свойств сдвиг слоев наблюдается как у стенок кормопровода, так и по всему живому сечению.

Рассмотренные виды движения кормовых масс по трубам называют структурными движениями в отличие от известных для ньютоновских жидкостей ламинарного и турбулентного движения.

Структурный режим движения может заканчиваться полным разрушением структуры ядра. Далее при незначительном увеличении скорости движения наблюдается развитие турбулентного движения, при этом резко возрастают потери напоров кормопроводе. Турбулентный режим течения характерен для кормовых масс, имеющих высокую влажность в малую вязкость, которые по зоотехническим нормам не рекомендуется для скармливания животным. По этим причинам турбулентный режим не может быть рекомендован для транспортирования кормовых смесей по трубам [39].

Известно, что режим течения жидкости характеризуется числом Рейнольдса, а в теории гидродинамического подобия потоков принимают структурный критерий Re_{ct} , предложенный Б.С. Силатовым и использованный в работе. Структурный критерий получен путем замены параметра вязкости в выражении Рейнольдса на эффективную вязкость. В зависимости от закона распределения скоростей по сечению трубопровода получают разные выражения для структурного критерия. Б.С. Силатов

например, показал, что наиболее приемлемым для глинистых растворов является выражение:

$$Re_{ct} = \frac{1}{\frac{\mu_{пл}}{\rho dv} + \frac{1}{6} - \frac{\tau_0}{\rho v^2}} \quad (1.17)$$

В.Г. Коба и И.А. Менидан [40,61] на основании теории размерностей предприняли попытку выявить основные параметры, характеризующие вязкость, и объединить их аналитическим выражением. Ими предложено определять вязкость кормовых смесей по формуле:

$$\eta_k = \frac{\sqrt{\rho \tau_0}}{\sqrt[3]{\beta}} \quad (1.18)$$

где β - показатель степени измельчения компонентов кормосмесей.

При таком способе определения реологических характеристик текучих кормовых масс автором рекомендуют определять гидравлические характеристики по формуле:

$$j_1 = \frac{72,68\mu_{пл}}{\rho dV} - \frac{1}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (1.19)$$

Исследованию движения кормосмесей по стальным трубам диаметром 50-130мм с учетом пристенного скольжения посвящены работы В.С. Мкртумяна и В.В. Переведенцева [66,67,75]. Авторами показано, что величина скорости скольжения кормосмесей пропорциональна квадрату радиуса трубопровода и определяется по формуле:

$$\bar{V}_s = \frac{A(\tau_R)}{R^2} \quad (1.20)$$

где $A(\tau_R)$ - эмпирический коэффициент, зависящий от вида кормовой смеси и ее состава, а также от напряжения сдвига на стенках кормопроводов, $\frac{M^3}{C}$.

Течение кормовых смесей с проскальзыванием в круглых цилиндрических кормопроводах авторы описывают уравнением:

$$\frac{Q}{\pi R^3} = \frac{\bar{V}_s}{R} + \frac{1}{\tau^3 R} \int_{\tau_0}^{\tau_R} \tau^2 f(\tau) d\tau \quad (1.21)$$

Л.И. Грачева [20] исследовала течения кормовых масс по трубам с пристенным скольжением и пришла к выводу, что при наличии пристенного скольжения со скоростью $\bar{V}_s$ потери напора определяются по формуле:

$$i_1 = \frac{d_1 \eta \bar{V}_s}{\rho g d^2} + \frac{\beta_1 \cdot \tau_o (1 - n_1^3)}{\rho g d (1 - n_1^4)} - \frac{V_k}{V} \quad (1.22)$$

где $n = \frac{d_o}{d} \leq 0,5$ - отношение диаметров ядра потока и трубопровода d , β - эмпирические коэффициенты.

Анализ рассмотренных выше работ показывает, одним из необходимым условием справедливости формул для расчета течения по трубам аномально-вязких дисперсных систем является учет прилипания движущегося вещества к стенкам. Пристенные явления, отмеченные при течении большой группы дисперсных систем самой различной природы, вызваны специфическими свойствами этих веществ и вносят существенные поправки в методику расчета.

Пристенный эффект, по мнению Н.М.Белкина и других [15] обусловлен тем, что пластичные системы представляют собой упругие тела, которые обнаруживают эффект Вейсберга. Поэтому сдвиговые деформации вызывают у них напряжения в направлении нормальном к поверхности сдвига (эффект Вейсберга). Пристенный эффект наиболее сильно проявляется у пластичных систем с неразрушенной или слабонеразрушенной структурой.

Исследованию движения кормовых смесей в неметаллических кормопроводах посвящены работы М.В.Соловьева, В.С. Красова и А.Е. Чижова [36]. Авторами сделаны попытки объяснить влияние конструкционных материалов кормопроводов на их гидравлические характеристики, приводятся расчетные формулы потерь напора, учитывающие реологические характеристики кормовых смесей. Так М.В.Соловьев рекомендует действительный расход смеси определять по формуле:

$$Q = \left[\frac{\pi R^3}{y} \left(\frac{dv}{dr} \right)_{r=R} \right] \cdot \varphi_2 \quad (1.23)$$

где φ_2 - коэффициент пропорциональности, значение которого для труб из разных материалов определены из усредненных данных.

Большой объем исследований транспортирования кормовых смесей на свинофермах насосными установками выполнил В.А.Щербаков. Автор теоретически обосновал непрерывный режим дозированной выдачи влажных кормовых смесей одновинтовым насосом, и получил расчетную зависимость для определения подачи насоса:

$$Q = \frac{12de_1T\omega_1\varphi_3\pi R^3 - 8a\ell\pi\tau_o R^3}{24a\eta\ell + 3\eta R^4} \quad (1.24)$$

где Q - коэффициент пропорциональности.

Обзор некоторых исследований, проведенных различными учеными, посвященных решению проблем напорного транспортирования полужидких кормовых и навозных смесей по трубам показывает, что основные расчетные зависимости гидромеханизации технологических процессов в животноводстве являются реологическими, так как физико-механические свойства текучих сельскохозяйственных материалов, и в первую очередь их реологические свойства являются определениями в таких расчетах. Следует однако, сказать, что исследования мало затронули вопросы нестационарности движения, которые представляют большой интерес с точки зрения эффективности транспортирования. Для обзора и анализа этих вопросов и рассмотрены имеющиеся исследования зарубежных ученых и ученых нефтехимиков.

1.3.2 Нестационарные процессы

Неустановившееся течение ньютоновских и неньютоновских жидкостей было темой интенсивных исследований в последнее время [2,9,10,14,32,44,68]. Такие течения являются совершенно обычно во многих технологических процессах и получают все более широкое применение в народном хозяйстве, в частности: в нефтяной, химической, текстильных

отраслях и в сельском хозяйстве. Особый интерес представляют нестационарные течения неньютоновских сред. К таким средам относятся лакокрасочные материалы, строительные и нефтебуровые растворы, водоугольные шламы, пищевые отходы, навозные массы, различные сочетания кормосмесей, употребляемые при откорме домашних животных, кровь, ракетные топлива, пульпы и другие композитные материалы и полимеры.

Теоретические и экспериментальные исследования показали, что неньютоновские жидкости имеют особые физико - механические свойства, могут быть аномально вязкими, вязкопластичными, коллоидно - дисперсными.

Нестационарный поток таких систем, отличающийся от ньютоновских был изучен не так давно. Одних из особенностей таких систем является возможность увеличения потока. Увеличение потока означает, что при наличии пульсации усредненное по времени значение скорости потока и выше, чем для случая установившегося течения при одинаковом среднем значении градиента давления. В этой связи Эдвардс и Уилкинсон провели теоретический анализ ламинарного пульсирующего потока модельных флюидов и предсказали возможность усиления потока, увеличение производительности трубопроводных систем, минимизацию мощности насосов и возрастание скорости теплопереноса.

И.С.Громека [25,26] был одним из первым автором опубликовавшим результаты исследования пульсирующего течения жидкости в трубах. Он впервые определил скорости распространения пульсирующей волны.

Первые систематические исследования подобного рода движения были определены под воздействием ступенчатого изменения градиента давления. Так Т.С. Сексл применив метод разделения переменных, т.е. положив, что осевая скорость имеет вид:

$$V = F(\tau) \cdot e^{i\omega t} \quad (1.27)$$

где $F(\tau)$ - функция выраженная через Бесселевы функции:

ω - частота колебания 1/с.

Получим аналитическое решение уравнения импульсов для ньютоновской жидкости, находящейся под воздействием градиента давления:

$$\frac{\partial P}{\partial x} = A e^{i\omega t} \quad (1.28)$$

где A - константа в горизонтальной трубе.

И.Р. Уоморсли, используя по существу приведенные выше уравнения рассмотрел поток ньютоновской жидкости в биологической среде, т.е для упругих и жестких стенок труб. Кроме того, он один из первых анализировал сдвиг фаз между градиентом давления и результирующим полем скоростей.

В работах Р.Я. Раджабовой и Д.Ф. Файзуллаева исследовано пульсирующее течение вязкой жидкости в круглой цилиндрической трубе под воздействием градиента давления определяемого выражением:

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = A_0 + \sum_{k=1}^n (a_k - b_{ki}) \cdot e^{ik\omega t} \quad (1.29)$$

где $A_0, B_k = (a_k - b_{ki})$ - постоянные комплексные коэффициенты Фурье.

Авторами было показано, что при меньших значениях частот колебания профили пульсирующей составляющей скорости распределяются по параболическим законам, а с увеличением частоты колебаний профиль пульсирующей составляющей скорости все более отличается от параболической и амплитуда колебания скорости уменьшается.

На рисунке 1.4 показано изменение расхода жидкости в пульсирующем потоке в зависимости от времени при значениях $d = 0,1; 2,6; 5; 10$. Из графика видно, что при меньших значениях $d \ll 1$ гидродинамические параметры из некоторого начального состояния в пульсирующем потоке устанавливаются медленно. При $d \geq 10$ это параметры устанавливаются в соответствии с законом без пульсации.

Особенность осциллирующего потока заключается в том, что при больших значениях d , объемный расход с течением времени меняется незначительно, т.е. устанавливается внезапно.

В литературе исследованиям нестационарного течения неньютоновских жидкостей, посвящено немного работ, вследствие значительной трудности решения.

М.М. Огibalов, А.Х. Мирзаджанзаде [73] исследовали нестационарные процессы течения на основе модели Шведова-Бингама. Нестационарное пульсирующее течение вязкопластичной проводящей среды рассматривалось ими в плоской и круглых трубах в постоянном магнитном поле.

А.Сосси изучал пульсирующие течения неньютоновской жидкости под действием периодически изменяющегося давления и при постоянном поперечном расходе по степенным законам. Задача имеет аналитическое решение, зависящее от величины числа Рейнольдса поперечного потока и введенного им частного параметра. Демонстрируются формы течения для различных значений последних двух величин.

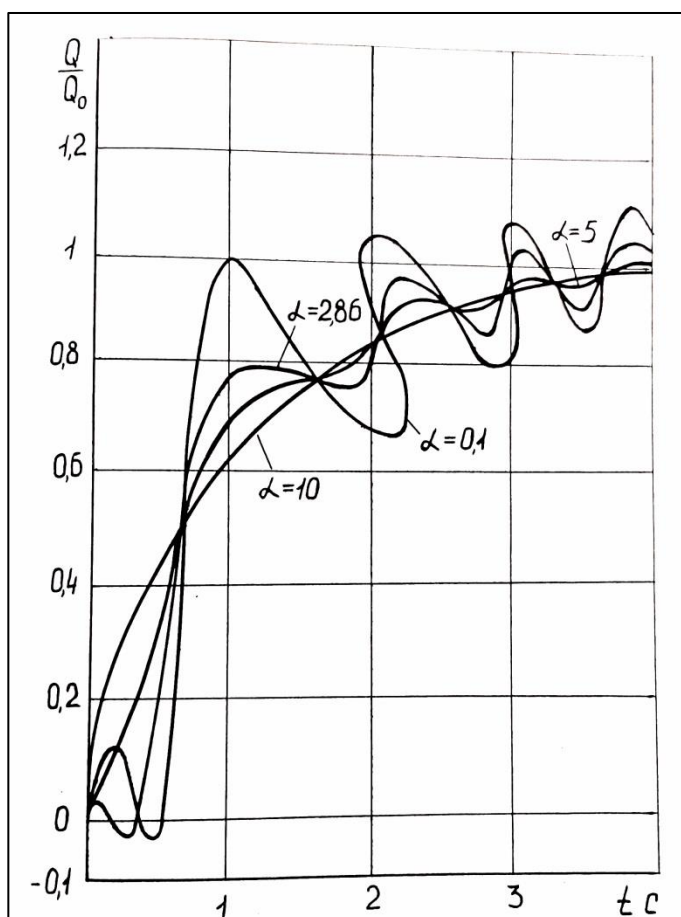


Рисунок 1.4 – Зависимость установления расхода Q/Q_0 в пульсирующем потоке от времени t для различных значений параметра Уомерсли α

Р. Вхатнагер, рассматривая неньютоновский поток между пористыми параллельными пластинами, применил структурное уравнение Ривлика-Эриксона. Он рассмотрел осциллирующий градиент давления, совмещенный с постоянными, и допустил, что при введении некоторого количества жидкости через одну из пластин такое же количество ее выводится через другую. Его решение основано на допущении о поле скоростей типа $V = F(\tau) \cdot e^{i\omega t}$ и получено в приближении первого члена разложения вязкоупругого параметра. Автор изучил отставание фаз поля скоростей от поля давлений и отметил, что при низких частотах осцилляции оно мало как для ньютоновской, так и неньютоновской жидкости, но при высоких частотах сдвиг фаз увеличивается, причем для вязкоупругой жидкости в большей степени чем для неньютоновской.

Во многих случаях наиболее удобной моделью для анализа является несжимаемая жидкость со степенным реологическим законом. Множество технологических жидкостей падает в эту категорию в значительном интервале встречающихся в промышленности сдвиговых скоростей.

Р.Т. Балмер и М.А. Флорина [119] изучали пульсирующий поток несжимаемой жидкости, подчиняющейся степенному реологическому закону и перемещаемой в круглой трубе совместным воздействием пускового и осциллирующего градиента давления $-\frac{\partial p}{\partial z} = \phi(t)$. Задача решена численным методом в неявно конечно-разностной форме по программе предиктор-корректор. На рисунке 1.6 изображено распределение профиля скоростей в начале течения для значений показателя степенного закона от 0,25 до 2,5. Можно заметить, что с увеличением показателя степени возрастают темпы достижения заданного значения.

1.4 Обзор средств подачи влажных, высоковязких смесей

В гидравлических системах в качестве напорного оборудования для перемещения кормовых смесей и навозных масс применяются центробежное, объемные и пневматические насосы (нагнетатели).

Наиболее распространены из группы центробежных насосов-фекальные насосы, в частности: одноступенчатые, консольные с горизонтальным и вертикальным расположенным валом. Для предотвращения забивания насосов крупными включениями перекачиваемых сред, поточные каналы колес и отвод выполняют большого сечения [65]. Как правило, насос для гидросмесей работает с малой частотой вращения, поэтому их размеры при одинаковом подачах значительно больше, а развиваемые напоры меньше. По сравнению с насосами для воды имеют место дополнительным сопротивлением вследствие взаимодействия твердых части с потоком. Это уменьшает КПД на 10-50% [23].

Существующие центробежные насосы конструктивно хорошо отработаны и не требуют значительных затрат труда на обслуживание. Однако широкое использование их для перекачки кормовых смесей и навозных масс сдерживается из-за большого различия физико - механических свойств: наличие растительных остатков, подстилки, воздуха и нервозной массы.

Плохая текучесть кормовых смесей пониженной влажности не позволяет достаточно эффективно использовать эти типы насосов.

Для перекачивания кормовых смесей и навозных масс применяют также объемные насосы- винтовые, поршневые [35].

Винтовые насосы имеют специальный профиль нарезки винтов и обеспечивают полное разобщение напорной и всасывающей камер. Особенно эффективны одновинтовые реверсивные насосы, позволяющие уменьшать давление и ликвидировать заторы [35].

Поршневые насосы отличаются простотой конструкции рабочей камеры. Она имеет короткие, рабочие панели без равных поворотов, сужений, расширений. Свободный проход транспортируемого материала и надежное

отделение напорного трубопровода от всасывающего обеспечивают шаровые клапаны. В насосах предусмотрены люки для свободного доступа к шаровым клапанам и рабочим каналам для них очистки. Поршневой насос, как и другой объемный насос, при работе развивает напор, необходимый для преодоления всех сопротивлений в напорном трубопроводе. С увеличением сопротивления увеличивается и напор. Поршневые насосы обеспечивают давление до $25 \cdot 10^5$ Па и выше.

Для пневматической транспортировки кормовых смесей и навозных масс по трубам используют пневматические и камерные насосы (продувочные котлы). Конструкция пневматических нагнетателей несложна, проста в изготовлении, надежна в эксплуатации и, как правило, имеет небольшие габаритные размеры. В нагнетателе отсутствуют трущиеся углы и детали, что обеспечивает продолжительный срок службы напорного оборудования [13,18,33,52,64].

Нагнетатель - продувочный котел пневматической установки типа ПУС для подачи кормовых смесей имеет форму вертикального цилиндрического сварного сосуда с приваренными сферической верхней частью и коническим днищем. В верхней части нагнетателя расположен патрубок для заполнения внутренней полости кормовой смесью. Патрубок снабжен запорным устройством типа обратного клапана, позволяющего смеси беспрепятственно входить в камеру и герметично закрывать выход.

В последние годы для пневматической транспортировки сельскохозяйственных материалов применяются струйные аппараты, в которых в качестве рабочей среды используется упругая среда - газ, а инжектируемой средой является неупругая среда - сыпучее твердое тело или жидкость [3,4,5,24,34,37,47,60].

На рисунке 1.5 показана принципиальная схема струйного аппарата для пневмотранспорта.

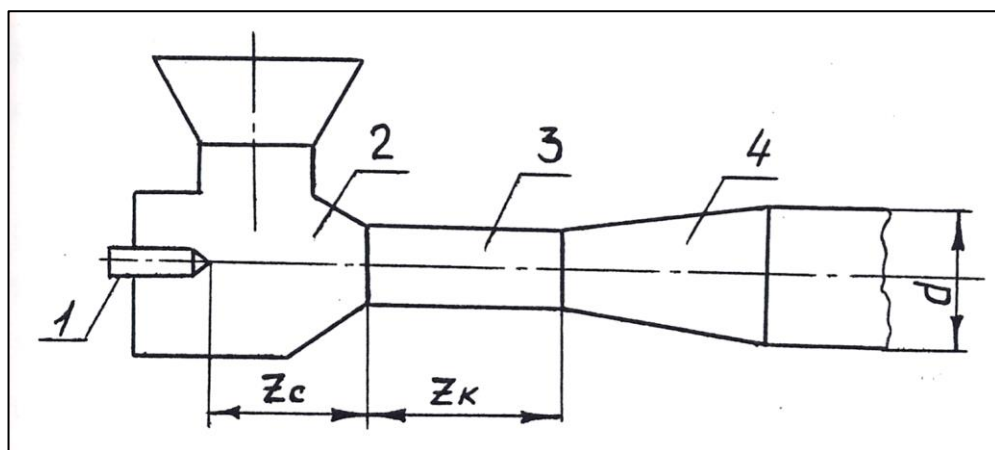


Рисунок 1.5 - Схема струйного аппарата для пневмотранспорта

В приемную камеру 2 аппарата через воронку поступает транспортируемый материал. Струя воздуха, находящаяся с большой скоростью из рабочего сопла 1, увлекает за собой транспортируемый материал и передает ему часть своей кинетической энергии. Смесь воздуха и транспортируемого материала поступает в камеру смещения 3, где происходит выравнивание поля скоростей движущегося потока и частичное повышение давления. Затем эта смесь поступает в диффузор 4, где происходит дальнейшее повышение давления движущегося потока. Из диффузора поток под некоторым избыточным давлением поступает в трубопровод для дальнейшего транспорта.

Выводы по разделу

Анализ исследования, посвященных решению проблем напорного транспортирования полужидких смесей по трубам, позволяет сделать следующие выводы:

1. Изучая вопросы транспортирования важных высоковязких смесей по трубам, определяли их как изотермические и не принимали во внимание влияние изменения температуры смесей на их физико - механические и реологические свойства.

2. При транспортировании влажных высоковязких смесей по трубам сжатым воздухом происходит образование двухфазной среды : газ-жидкость, которая ведет себя неадекватно.

3. Влажные высоковязкие смеси определялись как смеси с постоянной вязкостью. Явления тиксотропии и реопексии учитывались.

4. Изучая вопросы транспортирования влажных высоковязких смесей по трубам определяли их как несжимаемые. В действительности же сжатие имеет место при транспортировании.

5. Важным фактором снижения энергозатрат на транспортирование важных высоковязких смесей по трубам, является применение пульсирующих процессов. Возможные способы такого транспортирования (создание режимов течения, подачи различным образом) не исследовались.

6. Изучая вопросы транспортирования, исследователи недостаточно правильно рассмотрели вопросы наклонного и вертикального движения смесей по трубам.

7. Изучая транспортирование влажных высоковязких смесей в различных по материалу трубопроводах, однако течение жидкости с учетом упругих свойств стенок не было рассмотрено.

8. Изучались кормовые смеси, в состав которых входили концентрированные и зеленые корма, корнеклубнеплоды и минеральные добавки. В настоящее время широкое применение в рационе кормления животных находят пищевые отходы. Исследования, изучающие транспортирование влажных высоковязких смесей, в состав которых входят пищевые отходы отсутствуют.

На основании выше изложенного следует, что напорный способ транспортирования влажных высоковязких смесей представляет собой сложный физико-механический и реологический процесс. Вследствие этого эффективное применение напорного способа транспортирования влажных высоковязких смесей всевозможно без определения геометрических размеров трубопроводов, режимов транспортирования, мощности энергетических

установок на основе точных технико-экономических и инженерных расчетов. Решающим фактором при таких расчетах, на основании приведенного анализа, является правильный учет потерь напора в трубопроводах. От правильного решения этого вопроса, в конечном счете зависит установка в целом и эффект ее работы. Следует однако отметить, что на практике существует большое количество рационов кормовых смесей, которые значительно влияют на физико-механические и реологические свойства последних. Они же, в свою очередь, влияют на величину потерь напора и на закономерности их изменений. Свое влияние оказывают также условия протекания масс, материал стенок труб, условия эксплуатации и другие факторы. Следовательно для полного и эффективного применения напорного способа транспортирования влажных, высоковязких смесей по трубам требуется рассмотреть процесс транспортирования в широком комплексе всех вопросов: вопросы пульсации, влияние температуры, сжимаемости, тиксотропии, влияние упругих свойств трубопроводов на реологические свойства смесей, вопросы оптимизации. Такое всестороннее изучение данного вопроса представляет сложную и трудоемкую работу, требующую многолетней работы большого творческого коллектива. Поэтому перед настоящей работой были представлены только некоторые вопросы этой проблемы с основной целью разработки методики расчета пульсирующего потока влажной высоковязкой смеси. В связи с этим, для достижения данной цели необходимо решить следующие задачи:

- провести теоретический анализ процесса транспортирования влажных кормосмесей по трубам и выявить перспективные направления его совершенствования;

- на основании теоретического анализа разработать математическую модель пульсирующего транспортирования влажных высоковязких кормосмесей по трубам;

- исследовать процесс пульсирующего транспортирования и получить теоретические зависимости для определения показателей скорости, давления и мощности;

- проверить экспериментальную достоверность теоретических положений и обосновать режимы функционирования пульсирующего транспортирования кормосмесей;

- выполнить оценку эффективности процесса транспортирования по трубам влажных высоковязких кормосмесей.

2 Теоритические предпосылки к обоснованию пульсирующего транспортирования влажных высоковязких кормосмесей по трубам

2.1 Классификация способов транспортирования кормосмесей

Известные способы транспортирования жидких и полужидких сред по трубам классифицированы по следующим признакам:

- по месту процесса транспортирования в общей технологической схеме приготовления кормов или переработки других сельскохозяйственных материалов;

- по расположению трубопровода;

- по виду физического воздействия на транспортируемую среду.

Рассмотрим раздел классификационной схемы «вид физического воздействия на транспортируемую среду». Анализ, выполненный на основании изучения технической литературных патентных источников последних лет позволяет выявить как положительные, так и отрицательные стороны каждого процесса воздействия.

1 группа - движение под действием силы тяжести [23,65].

К положительным сторонам этой группы можно отнести простоту конструкции устройств, надежность в работе и удобстве в эксплуатации. К

недостаткам можно отнести невысокую скорость транспортирования, незакрытый, как правило, способ транспортировки.

2 группа - представляет собой транспортирование кормовых, а также навозных и других полужидких сред при помощи различных механизмов. (ленточных, цепных и других транспортеров, шнеков).

К преимуществам этой группы можно отнести доступность средств исполнения, ввиду широкого освоения их выпуска промышленностью. К недостаткам можно отнести невысокую скорость транспортирования и в большинстве случаев открытый характер перемещения материала.

3 и 4 группы - движение под действием высоконапорных сред (3 группа - сжатым газом, 4 группа- напорной жидкостью) [23,65].

Отличительными положительными свойствами этих групп является возможность транспортирования на большие расстояния, высокая скорость, широкая возможность автоматизации процесса. К недостаткам отмеченных групп можно отнести высокую материалоемкость и необходимость применения эффективных технических средств(компрессоров, насосов) для осуществления процесса.

5 и 6 группы - транспортирования с использованием эффекта вибрации (группа 5), а также эффекта воздействия магнитных и других силовых полей (группа 6) [69]. Направление является перспективным, но мало изученным, поэтому оно представляет интерес с точки зрения исследования.

Исходя из выше сказанного, на основании классификации, анализа способов транспортирования и литературных источников [1,7,45], наиболее эффективным способом транспортирования высоковязких жидкостей является использование сортирования высоконапорных сред в сочетании с вибрацией. Разумное использование вибрационных процессов [20] способствует снижению энергозатрат на 50-60%. Наиболее эффективным на наш взгляд на этом случае является применение пульсаторов, создающих вибрацию самой жидкости. Следует отметить, что эффективное транспортирование жидкостей невозможно без определения оптимальных

геометрических и инженерных расчетов в основе таких расчетов должно лежать верное представление о физических и реологических свойствах транспортируемой среды и характере процесса движения.

2.2 Конструктивно - технологическая схема пульсирующего транспортера влажных и высоковязких кормосмесей

При всем многообразии конструктивных решений трубопроводных транспортеров использующих наложенную пульсацию для снижения энергозатрат, они должны включать в себя:

- бункер - накопитель готовых кормов, либо смесительную емкость;
- трубопроводную систему транспортирования, включающую в себя соединения труб, запорно - регулировочную арматуру, насосное либо другое напорное оборудование:
- узел наложения гармоничных либо других колебаний, включающий в себя одно или несколько устройств для осуществления пульсирующего колебательного движения на перемещающейся поток;
- приемный бункер кормовой смеси. Либо непосредственно, устройство для раздачи кормов. Которое само, в свою очередь, может иметь источник колебательных движений.

На рисунке 2.1 показана разработанная, изготовленная и находящаяся длительное время в эксплуатации конструктивно - технологическая схема пульсирующего трубопроводного транспортера влажных высоковязких кормов.

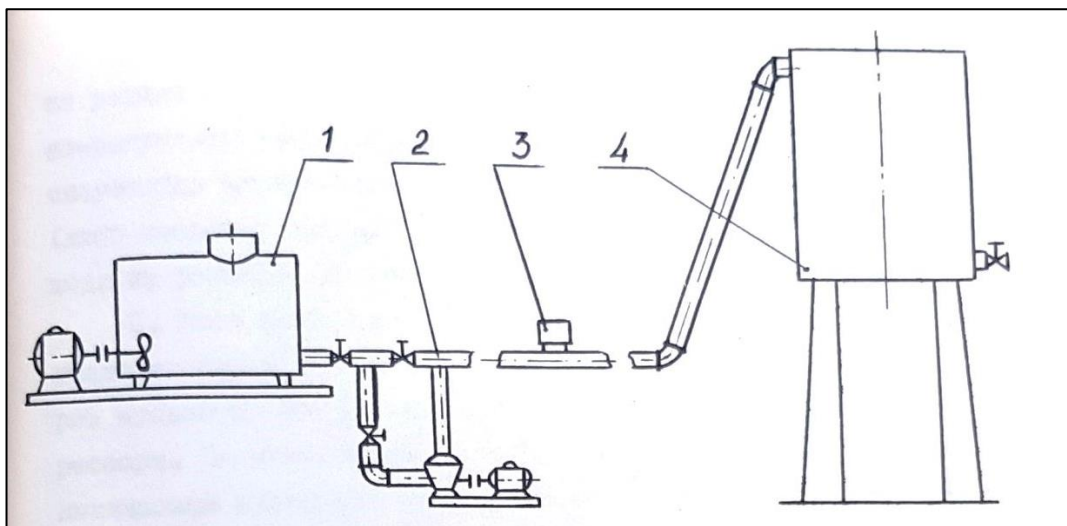


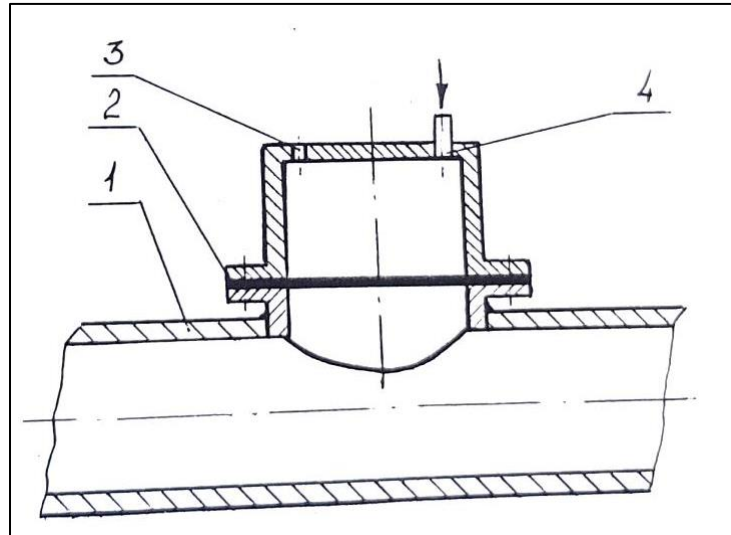
Рисунок 2.1 - Конструктивно - технологическая схема пульсирующего транспортера

1. Бункер - накопитель подготовленных для транспортирования влажных высоковязких кормов представляет собой емкость с устройством смешивания (либо перемешивания с целью превращения осадения твердых фракций). Лучший вариант. Когда используется смеситель кормов, либо смеситель запорник. В этом случае осуществляется составление кормовой смеси согласно рациона и поддержания ее в состоянии равной концентрации. Рабочим органом такого смесителя может служить пропеллер. Шнек, либо другой активный элемент. Смесительный рабочий орган необходим не только для получения кормосмеси необходимой концентрации, но и для предотвращения осадения твердых фракций, а также улучшения условий поступления кормосмеси в начальный участок трубопровода.

2. Трубопроводная система является транспортером, служит для подачи кормовой смеси к месту раздачи. Ее длина определяется расстоянием от места приготовления смеси до сбора, либо ее раздачи. Она включает в себя необходимое количество запорно- регулировочной арматуры, требуемое число для нормальной эксплуатации контрольно- измерительных приборов. Параметры насоса (либо насосов) или другого запорного оборудования набираются исходя из размеров системы и свойств перемещаемой среды.

3. Узел положения гармонических колебаний (пульсаций) представляет собой камеру с диафрагмой и жиклерами. В нее через пульсатор АДУ

направляется поток сжатого воздуха от компрессора. Возможен вариант, когда пульсация вырабатывается гармоническим движением поршня. На рисунке 2.2 показана конструктивная схема узла наложения гармонических колебаний.



1 – трубопровод, 2 – диафрагма, 3 – жиклер, 4 – патрубок для поступления воздуха

Рисунок 2.2 - Конструктивная схема узла наложения колебаний

4. Приемный бункер кормосмеси, либо непосредственно, линия раздачи влажных высоковязких кормов. Бункер представляет собой емкость, размещенную выше линии раздачи. Объем емкости, высота расположения ее определяется размерами линии раздачи числом обслуживаемых животных и свойства раздаваемых кормов.

2.3 Гидродинамика пульсирующего движения в круглой трубе

Уравнение движения реальной жидкости в напряжениях представлено тремя уравнениями в проекции [30]:

$$F_x + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial X} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial Y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial Z} \right) = \frac{dV_x}{dt}$$

$$F_y + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial X} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial Y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial Z} \right) = \frac{dV_y}{dt}$$

$$F_z + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right) = \frac{dV_z}{dt} \quad (2.1)$$

В данную систему уравнений входят в качестве неизвестных функции три проекции скорости V_x, V_y, V_z и шесть независимых компонентов тензора напряжений: $\tau_{xx}\tau_{yy}\tau_{zz}\tau_{xy}=\tau_{yx}, \tau_{yz}=\tau_{zy}, \tau_{zx}=\tau_{xz}$. Проекции массовых сил F_x, F_y, F_z , как правило, являются заранее известными величинами. Поэтому для реальной жидкости система (2.1) включает девять неизвестных функций и следовательно является незамкнутой. Еще одним уравнением связывающим эти неизвестные является уравнение неразрывности [30]:

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \text{div}V = 0 \quad (2.2)$$

Для несжимаемой жидкости получаем уравнение (2.2) в виде:

$$\text{div}V = \frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \quad (2.3)$$

Направим (рисунок 2.3) ось Oz по оси трубы, и будем предполагать трубу бесконечно длинной, а поток направленным вдоль оси трубы, так что из трех компонентов скорости V_x, V_y, V_z остается лишь одна V_z , а остальные две равны нулю. Отвлекаясь от действия объемных сил и считая поток изотермическим, а следовательно, плотность ρ и коэффициент вязкости η .

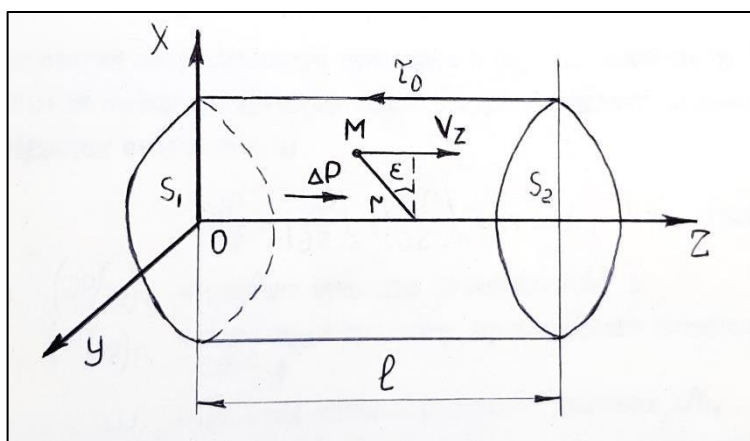


Рисунок 2.3 – Схема сил и скоростей действующих в горизонтальном трубопроводе

Входящий в компоненты напряжений, будут постоянными, получаем систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial X} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial Y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial Z} \right), \\ Q = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial X} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial Y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial Z} \right), \\ \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial t} = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right), \\ \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \end{array} \right. \quad (2.4)$$

Переходя к цилиндрической системе координат и выражая тензор напряжений через давление получаем уравнение движения несжимаемой вязкой жидкости в круглой трубе:

$$\frac{\partial V_z}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{1}{r} - \frac{\partial}{\partial r} (r \tau_{rz}) \quad (2.5)$$

Предполагая синусоидальную пульсацию и то, что давление одинаково по всему поперечному сечению трубы, градиент давления выражается соотношением:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_s + \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_p \cos \omega t, \quad (2.6)$$

где $\left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_s$ - градиент среднего давления, Н/м³;

$\left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_p$ - амплитуда градиента пульсирующего давления, Н/м³;

ω - угловая частота флуктуации давления, 1/с

Кривые массы является, как правило Бингамовскими жидкостями, течение которых описывается следующими уравнениями [56]:

$$\tau_{rz} = \tau_0 + \mu \left(\frac{\partial V_z}{\partial r} \right), \text{ при } \tau_{rz} > \tau_0 \quad (2.7)$$

$$\left(\frac{\partial V_z}{\partial r} \right) = 0, \text{ при } \tau_{rz} < \tau_0 \quad (2.8)$$

Для пульсирующего потока жидкости уравнение движения выводится из уравнений (2.5), (2.6), (2.7), в следующем виде:

$$\rho \frac{\partial V_z}{\partial t} = - \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_s \cdot (1 + \varepsilon \cos \omega t) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \left(\tau_0 + \mu \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) \right), \quad (2.9)$$

Где ε - отношение амплитуды флуктуации градиента давления $\left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_p$ к градиенту среднего давления $\left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_s$

Для решения уравнения (2.9) введем безразмерные переменные:

$$V^* = V_z/V_s, r^* = r/d, t^* = \omega t/2\pi \quad (2.10)$$

При установившемся ламинарном течении Бингамовской жидкости в круглой трубе существует соотношение между V_s и $(\partial p/\partial z)_s$ в виде [56]:

$$-\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_s = \frac{32V_s(\tau_0/A)}{d^2}; \quad (2.11)$$

$$A = (\alpha^4 - 4\alpha + 3)/3 \quad (2.12)$$

Где α - относительный предельный радиус текучести:

$$\alpha = \tau_0/\tau_\omega = r/R \quad (2.13)$$

Подстановка этих безразмерных переменных и уравнения (2.11) в уравнение (2.9) приводят к следующему виду уравнения движения в безразмерной форме:

$$\frac{\partial V^*}{\partial t^*} = \left(\frac{\mu}{\rho d^2 N}\right) \left\{ \frac{32}{A} (1 + \varepsilon \cos 2\pi t^*) - \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} \left(r^* \left(\frac{\tau_0 d}{\mu V_s} - \frac{\partial V^*}{\partial r^*} \right) \right) \right\} \quad (2.14)$$

На уравнения (2.14) следует, что безразмерная скорость является функцией безразмерных параметров:

$$V^* = f\left(\rho d^2 N/\mu, \alpha, \varepsilon, \tau_0 d/\mu V_s, t^*, r^*\right), \quad (2.15)$$

Где, безразмерная величина $\tau_0 d/\mu V_s = Bi$ - число Бингама, а $\rho d^2 N/\mu = Sn$ - число Стокса, которое можно считать безразмерной частотой пульсации.

В то же время, инерционный баланс для установившегося потока приводит к следующему уравнению [56]:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_s = 8\tau_0 \omega/d = 8\tau_0/\alpha d \quad (2.16)$$

Взаимная подстановка уравнений (2.11) и (2.16) показывает, что относительный предельный радиус текучести и число Бингама $\tau_0 d/\mu V_s$ не являются независимыми друг от друга параметрами, что можно заметить из следующего соотношения:

$$\tau_0 d / \mu V_s = 40 / A = f(a) \quad (2.17)$$

Следовательно, V^* может быть функцией пяти безразмерных параметров:

$$V^* = f(Sn, Bi, t^*, r^*) \quad (2.18)$$

Мгновенный расход потока $Qp(t)$ в пульсирующем потоке записывается в виде:

$$Qp(t) = 2\pi \int_0^R V_z r dr \quad (2.19)$$

Следовательно усредненный расход потока по времени при пульсирующих условиях может быть выражен:

$$Q_p = \omega \int_0^{2\pi/\omega} \int_0^R V_z r dr dt \quad (2.20)$$

Если усредненный по времени расход потока при стационарном среднем градиенте давления $(\partial p / \partial z)_s$ есть Q_s , а средняя скорость V_s , то имеем выражение:

$$Q_s = \pi r^2 V_s \quad (2.21)$$

Скорость увеличения потока J определяется как отношение расхода потока при пульсирующих условиях к расходу стационарного потока при том же самом среднем градиенте давления:

$$J = 100 (Q_p - Q_s) / Q_s \quad (2.22)$$

Подставляя (2.20) и (2.21) и (2.22) и применяя безразмерные параметры (2.10), получаем выражение для J :

$$J = 100 \left(8 \int_0^1 \int_0^2 V^* r^* dr^* - 1 \right) \quad (2.23)$$

Следовательно, скорость увеличения потока является функцией трех безразмерных параметров:

$$J = f(Sn, Bi, \varepsilon) \quad (2.24)$$

Однако получить аналитическое решение уравнения (2.24) трудно. Принимая во внимание соображения размерности, предположили справедливость следующего уравнения:

$$J = k \cdot \varepsilon^{c_1} \cdot Bi^{c_2} \cdot Sn^{c_3}, \quad (2.25)$$

где k, c_1, c_2, c_3 – постоянные которые следует определить экспериментально согласно выбранному теоретическо-эмпирическому методу решения.

Решения гидродинамической задачи часто заключаются в определении функции вида $\Delta P = f(V)$. Согласно уравнениям (2.22) и (2.25), используя выражение для числа Бингама Bi . Стокса Sn , отношения градиентов давления ε , получаем среднюю скорость при пульсирующих условиях:

$$V_p = V_s + \frac{k}{100} \left(\frac{\left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_p}{\left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_s} \right)^{c_1} \cdot \left(\frac{\tau_0 d}{\mu V_s} \right)^{c_2} \left(\frac{\rho d^2 N}{\mu} \right)^{c_3} V_s \quad (2.26)$$

Флуктация давления представляет собой синусоидальные волны с максимальным значением в точке создания – то есть в центре данной исследуемой длины (зоны действия пульсация). Тогда амплитуда флуктации на обоих концах будет нулевой (рисунок 2.4).

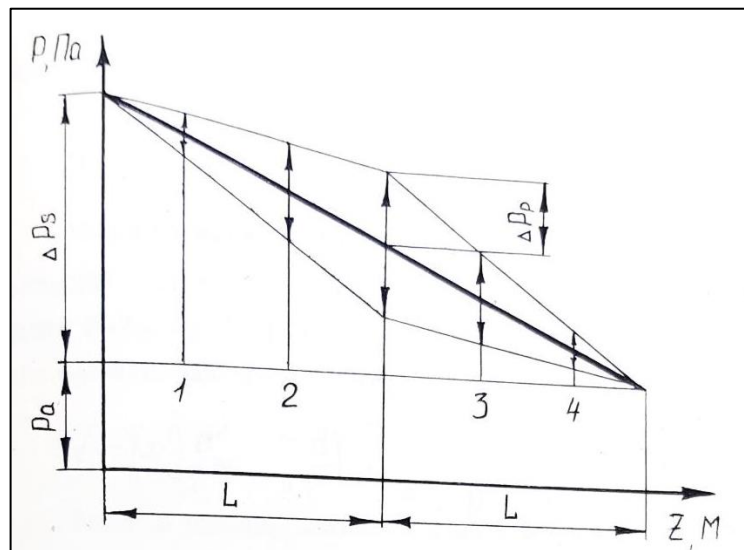


Рисунок 2.4 – Распределение давления вдоль исследуемой длины. L – половина исследуемой длины.

Следовательно, отношение градиентов давления ε определяется как:

$$\varepsilon = \frac{\mu \Delta p_p}{\Delta p_s}, \quad (2.27)$$

Где Δp_p - амплитуда флуктации давления в центре исследуемой длины, Н/м²;

Δp_s – разность значения постоянного давления, Н/м².

Подставляя выражение (1.6) и (2.27) в (2.26) получаем среднюю скорость при пульсирующих условиях в виде:

$$V_p = \left(\frac{\Delta P_s d^2}{32\eta e} - \frac{\tau_0 d}{6\eta} \right) + \frac{K}{100} \frac{2^{c_1} \Delta P_p^{c_1} \tau_0^{c_2} d^{1+2c_3} N^{c_3}}{\Delta P_s^{c_1} \cdot \eta^{c_2+c_3} V_s^{c_2-1}} \quad (2.28)$$

После определения экспериментальным путем в IV главе диссертации постоянных K , C_1 , C_2 , C_3 , которые соответственно равны $K=30$; $C_1=1.5$; $C_2=1$; $C_3=-1,25$ имеем окончательную среднюю скорость при пульсирующих условиях:

$$V_p = \left(\frac{\Delta P_s d^2}{32\mu e} - \frac{\tau_0 d}{6\mu} \right) = \frac{0,84 \Delta P_p^{1,5} \mu^{0,25} \tau_0}{\Delta P_s^{1,5} \rho^{1,25} N^{1,25}} \quad (2.29)$$

Решение гидродинамических задач, а также большинства инженерных задач, связанных с гидромеханическими процессами, заключается наряду с определением уравнения $V = f(\Delta P_s)$ (уравнение 2.29) и определение уравнения типа $\Delta P_s = f(v)$ Графически уравнение (2.29) представляет несимметричную параболу (рисунок 2.5).

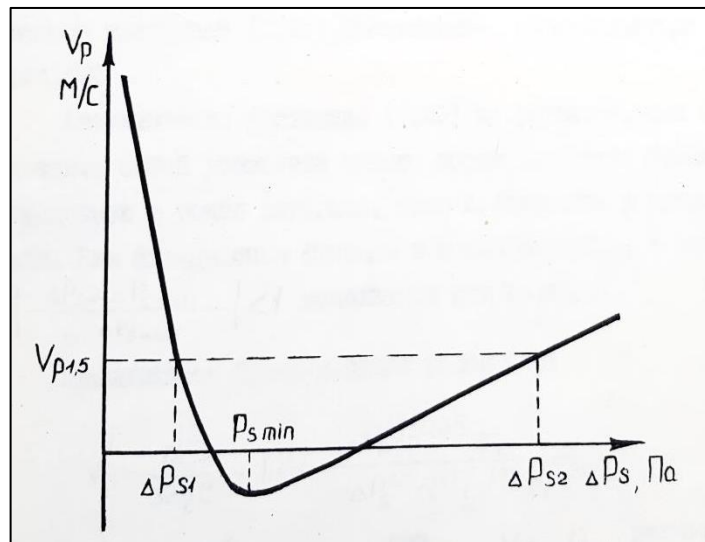


Рисунок 2.5 – График функции $V_p = f(\Delta p_s)$

Аналитически уравнение (2.29) не решается, так как представляет собой уравнение пятого порядка. Однако функцию можно определить в точке перегиба, взяв производную и приравняв ее нулю. Для определения функции в точке перегиба, в области $\left| \frac{\Delta P_s - \Delta P_{s min}}{\Delta P_{s min}} \right| < 1$ используем ряд Тейлора.

Производная функции будет равняться:

$$V_p^1 = \frac{d^2}{32\mu e} - 1,27 \frac{\Delta P_p^{1,5} \mu^{0,25} \tau_0}{\Delta P_s^{2,5} d^{1,5} \rho^{1,25} N^{1,25}} \quad (2.30)$$

Тогда $\Delta P_{s \min}$ при $V_p^1 = 0$ равно:

$$\Delta P_{s \min} = \frac{4,3 \Delta P_p^{0,6} \tau_0^{0,4} \mu^{0,5} e^{0,4}}{\rho^{0,5} N^{0,5} d^{1,4}} \quad (2.31)$$

Запишем ряд Тейлора в виде [46] :

$$V_p = V_p(\Delta P_{s \min}) + \frac{dV_p}{d(\Delta P_s)} \left| (\Delta P_s - \Delta P_{s \min}) \frac{1}{2} \frac{d^2 V_p}{d\Delta P_s^2} \right| (\Delta P_s - \Delta P_{s \min})^2 + \dots + \dots \dots \Delta P_s = \Delta P_{s \min} \quad (2.32)$$

После подстановки уравнений (2.30) и (2.31) в уравнение (2.32) и решения квадратичного уравнения относительно ΔP_s получим:

$$\Delta P_{s 1,2} = 4,3 \frac{\Delta P_p^{0,6} \tau_0^{0,4} \mu^{0,5} e^{0,4}}{\rho^{0,5} N^{0,5} d^{1,4}} \pm \sqrt{113,6 \frac{\Delta P_p^{0,6} \tau_0^{0,4} \mu^{0,5} e^{0,4}}{\rho^{1,5} d^{3,4} \mu^{0,5}} \cdot \left(V_p + \frac{\tau_0 d}{6\mu} \right) - 25,3 \frac{\mu e^{0,8} \Delta P_p^{1,2} \tau_0^{0,8}}{d^{2,8} \rho N}} \quad (2.33)$$

Уравнение (2.33) определяет обратимость уравнения (2.29) только в области $\left| \frac{\Delta P_s - \Delta P_{s \min}}{\Delta P_{s \min}} \right| < 1$, , поэтому решения уравнения вида $\Delta P_s = f(V_p)$ для всех значений определяемых скоростей необходимо применять другие методы.

Одним из таких методов является применение полинома Лагранжа [46]. Кривая линия уравнения (2.29), (рисунок 2.3) представляет собой несимметрическую параболу, вследствие чего уравнение (2.29) решается отдельно, по двум ветвям от 0 до точки $\min$ и от точки $\min$ до ∞ . Для структурированного течения вязких жидкостей скорости обычно находятся в диапазоне от близких к нулю до 1,5 м/с. В этих пределах скоростей полином Лагранжа можно аппроксимировать по пяти точкам [46]. Нижним пределом интервала будет являться точка $\Delta P_{s \min}$, а верхним пределом ΔP_s в точке $V_p = 1,5$ м/с. Для одной ветви ΔP_s в верхнем пределе определится по формуле:

$$\Delta P_s = \frac{32\mu V_p e}{d^2} + \frac{16\tau_0 e}{3d} \quad (2.34)$$

и для другой ветви в верхнем пределе – по формуле:

$$\Delta P_s = \frac{0,84 \Delta P_p^{1,5} \mu^{0,25} \tau_0}{d^{1,5} \rho^{1,25} N^{1,25} \left(\frac{\tau_0 d}{6\mu} + V_p \right)} \quad (2.35)$$

Учитывая выше сказанное, получим окончательную формулу для определения в любой точке в интервале скоростей от 0,01 до 1,5 м/с соответственно для каждой ветви несимметричной параболы по пяти точкам:

$$\begin{aligned} \Delta P_s = & \frac{(V-V_2) \cdot (V-V_3) \cdot (V-V_4) \cdot (V-V_5)}{(V_1-V_2) \cdot (V_1-V_3) \cdot (V_1-V_4) \cdot (V_1-V_5)} \cdot \Delta P_{s1} + + \frac{(V-V_1) \cdot (V-V_3) \cdot (V-V_4) \cdot (V-V_5)}{(V_2-V_1) \cdot (V_2-V_3) \cdot (V_2-V_4) \cdot (V_2-V_5)} \cdot \Delta P_{s2} + \\ & + \frac{(V-V_1) \cdot (V-V_2) \cdot (V-V_4) \cdot (V-V_5)}{(V_3-V_1) \cdot (V_3-V_2) \cdot (V_3-V_4) \cdot (V_3-V_5)} \cdot \Delta P_{s3} + \\ & + \frac{(V-V_1) \cdot (V-V_2) \cdot (V-V_3) \cdot (V-V_5)}{(V_4-V_1) \cdot (V_4-V_2) \cdot (V_4-V_3) \cdot (V_4-V_5)} \cdot \Delta P_{s4} + + \frac{(V-V_1) \cdot (V-V_2) \cdot (V-V_3) \cdot (V-V_4)}{(V_5-V_1) \cdot (V_5-V_2) \cdot (V_5-V_3) \cdot (V_5-V_4)} \end{aligned} \quad (2.36)$$

2.4 Расчет потребной мощности при пульсирующем движении

В пульсирующем потоке мгновенное значение потребной мощности, согласно, затраченной на единицу длины трубопровода, определится уравнением:

$$M_p(t) = \left(\frac{\partial P}{\partial Z} \right) \cdot Q_p(t). \quad (2.37)$$

С помощью уравнений (2.6) и (2.19) и интегрирования скорости потока по одному циклу пульсации записывается уравнение средней потребной мощности на единицу длины M_p в пульсирующем режиме:

$$M_p = \left[\left(\frac{\partial P}{\partial Z} \right)_s + \left(\frac{\partial P}{\partial Z} \right)_p \cos \omega t \right] \cdot \omega \int_0^{2\pi/\omega} \int_0^R V_2 \tau d\tau dt. \quad (2.38)$$

Таким образом потребность мощности на единицу длины и пропускной способности при пульсирующих условиях явится $\frac{M_p}{Q_p}$

Пусть в стационарном потоке $\left(\frac{\partial P}{\partial Z} \right)^*$ - будет градиентом стационарного давления, который производит стационарную подачу Q_p . Тогда потребность мощности на единицу длины и на единицу пропускной способности M_s^*/Q_p запишется в виде:

$$\frac{M_s^*}{Q_p} + \left(\frac{\partial P}{\partial Z} \right)_s \quad (2.39)$$

В стационарном ламинарном потоке жидкости, подчиняющимся закону Шведова-Бингама, градиент давления представляет собой [56]:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial t}\right)_s = \frac{32V_s(\mu/A)}{d^2} \quad (2.40)$$

Следовательно:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial Z}\right)_s^* = \frac{32V_s^*(\mu/A)}{d^2} \quad (2.41)$$

тогда из уравнений (2.40) и (2.41) имеет:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial Z}\right)_s^* = \left(\frac{\partial P}{\partial Z}\right)_s \cdot \frac{V_s^*}{V_s} = \left(\frac{\partial P}{\partial Z}\right)_s \cdot \frac{Q_p}{Q_s} \quad (2.41)$$

Где Q_s = расход стационарного потока при среднем градиенте стационарного давления $(\partial P / \partial Z)_s$, м³/с.

Таким образом отношение (2.39) для стационарного потока можно записать:

$$\frac{M_x^*}{Q_p} = \left(\frac{\partial P}{\partial Z}\right)_s \cdot \frac{Q_p}{Q_s}. \quad (2.43)$$

Исходя из уравнения (2.38) и (2.43) отношение потребной мощности на единицу длины в пульсирующем потоке к потребной мощности на единицу длины в стационарном потоке при одинаковой подаче Q_p запишется следующим образом:

$$M = \frac{M_p}{M_s^*} = \frac{\left(\frac{\partial P}{\partial Z}\right)_s + \left(\frac{\partial P}{\partial Z}\right)_p \cdot \cos \omega t}{\left(\frac{\partial P}{\partial Z}\right)_s \cdot \frac{Q_p}{Q_s}} \quad (2.44)$$

Используя уравнение (2.22) получим:

$$M = \frac{1 + \varepsilon \cos \omega t}{\frac{J}{100} + 1} \quad (2.45)$$

Максимально возможное значение отношение мощностей будет при $\cos \omega t = 1$. В этом случае уравнение (2.45) примет вид:

$$M = \frac{1 + \varepsilon}{\frac{J}{100} + 1} \quad (2.46)$$

Приведенные теоретические исследования позволяют сделать следующие выводы:

- на основании анализа литературных источников и производственного опыта разработана классификация способов транспортирования по трубам важных высоковязких кормосмесей и установлено, что пульсирующий способ транспортирования является эффективным, позволяет увеличить скорость транспортирования и снижает затраты энергии;

- конструктивно-технологическая схема пульсирующего транспортера должна содержать три основных элемента: насос, кормопровод, устройство для наложения пульсации;

- скорость увеличения потока J может быть выражена в виде функции трех безразмерных параметров: безразмерной амплитуды ε , безразмерного числа Стокса Sn и безразмерного числа Бингама Bj .

- при создании условий, характеризующихся более высокими значениями параметра Bj , повышенной амплитуды пульсации давления и пониженной частотой N , скорость увеличения потока J возрастает значительно.

3. ОБЩАЯ ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1 Методика лабораторных исследований

Согласно цели и задачам исследований общая методика предусматривала проведение эксперимента в следующей последовательности:

- математическое планирование эксперимента;
- разработка измерительной аппаратуры;
- разработка и монтаж экспериментальной установки;
- проведение экспериментов;
- оценка погрешности измерений.

Эксперимент проводился по разработанной программе исследований, которая представляет собой план активного (управляемого) многофакторного эксперимента [71].

В планировании эксперимента использовался метод, основанный на модели в виде гиперплоскости, входы в которую представляет собой факторы, соответствующие способам воздействия на объект, а выхода – параметры процесса или, так называемые, функции отклика.

Математическая модель (2.25) в виде произведений всех факторов, как в положительных, так и в отрицательных степенях, называется в теории эксперимента мультипликативной моделью и примечательна тем, что с ее использованием решены многие задачи гидродинамики, аэродинамики и теплотехники. Учитывая полученную в процессе теоретических исследований математическую модель (2.25), а так же согласно цели и задачам экспериментального исследования, факторы (таблица 3.1) выбирались и определялись на основе их влияния на пульсирующий процесс транспортирования. При этом учитывались следующие требования, предъявляемые к факторам и их совокупности: управляемость, однозначность, достаточность, высокая точность определения, независимость, совместимость.

Таблица 3.1 - Уровни факторов и интервалы варьирования

Наименование факторов	Обозначение	Интервал варьирования	Верхний уровень +	Нижний уровень -	Основной уровень 0
Начальное напряжение сдвига, Па	τ_0	4,250	30,30	21,80	26,05
Динамическая вязкость, Па·С	η	0,060	0,660	0,540	0,600
Средняя	V_s	0,300	0,700	0,100	0,400

скорость, м/с					
Плотность, кг/м ³	ρ	4,000	1008	1000	1004
Частота пульсации, Гц	N	1,000	2,500	0,500	1,500
Диаметр трубопровода, м	d	0,025	0,100	0,050	0,075
Разность значений постоянного давления, кПа	Δp_s	20,00	60,00	20,00	40,00
Амплитуда флуктуации давления, кПа	Δp_p	20,00	50,00	10,00	30,00
Длина трубопровода, м	l	2,500	10,00	5,000	7,500

Интервалы варьирования факторов выбирались с учетом изменения данных параметров в процессе транспортирования, свойств смеси и точности установки уровней факторов.

На основе теоретических исследований, согласно решения любой гидродинамической задачи, в качестве функции отклика (выходных параметров процессов) был выбран параметр скорости.

Теоретический анализ процесса нестационарного транспортирования показал, что многофакторную математическую модель вида можно интерпретировать в модель вида $V = (\tau_0, d, V_s, \eta, N, \Delta P_s, \Delta P_p, e)$, что значительно облегчает проведение экспериментов, так же уменьшает многофакторность. Тогда с учетом интерпретации и с учетом конкретных смесей новые факторы и интервалы варьирования будут (таблица 3.2 и таблица 3.3).

Таблица 3.2 - Уровни факторов и интервалы варьирования для смеси
($\tau_0=28,7\text{Па}$, $\eta=0,63\text{Па}\cdot\text{с}$)

Наименование факторов	Обозначение	Интервал варьирования	Верхний уровень +	Нижний уровень -	Основной уровень
Отношение градиентов давления $\varepsilon = \frac{2\Delta\rho_p}{\Delta\rho_s}$	X_1	2,335	5,000	0,330	2,665
Число Бинтама $B_l = \tau_0 d / \eta V_s$	X_2	9,760	22,77	3,250	13,01
Число Стокса $S_n = \rho d^2 N / \eta$	X_3	3,980	9,950	1,990	5,970

Таблица 3.3 - Уровни факторов и интервалы варьирования для смеси
($\tau_0=28,7\text{Па}$, $\eta=0,54\text{Па}\cdot\text{с}$)

Наименование факторов	Обозначение	Интервал варьирования	Верхний уровень +	Нижний уровень -	Основной уровень
Отношение градиентов давления $\varepsilon = \frac{2\Delta\rho_p}{\Delta\rho_s}$	X_1	2,335	5,0	0,33	2,665
Число Бинтама $B_l = \tau_0 d / \eta V_s$	X_2	8,650	20,2	2,90	11,550
Число Стокса	X_3	4,700	11,7	2,30	7

$S_n = \rho d^2 N / \eta$					
---------------------------	--	--	--	--	--

Мультипликативная модель (2.25) имеет вид:

$$J = k \cdot \varepsilon^{c_1} \cdot Bi^{c_2} \cdot Sn^{c_3} \quad (3.1)$$

Если ее прологарифмировать, то получим:

$$lgJ = lgk + c_1 lg\varepsilon + c_2 lgBi + c_3 lgSn \quad (3.2)$$

Если теперь произвести подстановки виде:

$$lgJ = y; lgk = a; lg\varepsilon = x; lgBi = x_2; lgSn = x_3 \quad (3.3)$$

то уравнение модели примет вид:

$$y = a + c_1 x_1 + c_2 x_2 + c_3 x_3 \quad (3.4)$$

следовательно, в логарифмических координатах такая модель представляет собой аддитивную модель – модель гиперплоскости. В отличии от других многофакторных моделей, модель в виде гиперплоскости содержит искомый коэффициент (где число фактов) и, следовательно требует не менее чем $n=k+1$ опытов для их определения. Для решения такой плоскости используем из теории планирования [71] дробную реплику или в соответствии с ГОСТом 24026-80 – дробный факторный план – ДФП. Условия проведения опытов в соответствии с этим планом определяются матрицей (таблица 3.4), где знак “+” означает $X_{\max}$, а знак “-” означает $X_{\min}$.

Таблица 3.4 - План - матрица опытов

Номер опыта	X_1	X_2	X_3
1	-	-	+
2	+	-	-
3	-	+	-
4	+	+	+

Основным недостатком аддитивной модели является то, что для каждой соседней грани коэффициенты должны определяться заново, так как при

переходе от грани к грани они получают новые значения. Поэтому для уменьшения погрешности измерения и исследования, влияния каждого параметра на скорость потока был использован и традиционный метод определения многофакторного эксперимента через однофакторный эксперимент, так как имелись возможности при нахождении одного фактора стабилизировать остальные.

В ходе экспериментальных исследований контролировать и определялись также следующие параметры:

- длина действия волны;
- сдвиг фазы между давлением и скоростью.

На рисунке 3.1. приведены кривые течения этих кормосмесей, а их реологические свойства и состав приведены в таблице 3.5.

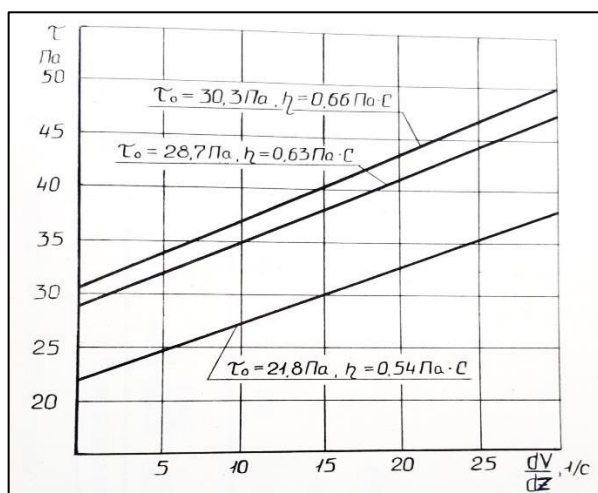


Рисунок 3.1 – Кривые течения смесей: τ - напряжение сдвига; dV/dZ – градиент скорости в радиальном направлении

Таблица 3.5 - Состав и реологические параметры смесей

Кормовая смесь	Компоненты кормовых смесей, %					W, %	Определенные по потерям напора		ρ Кг/м ³
	Концентрированные корма	Картофель	Зелёная масса	Сенная мука	Соль		η Па·с	τ_0 Па	

			(силос)						
1	21,8	26,3	51,2	-	0,7	35,9	0,63	28,7	1004,0
2	33,0	66,2	-	-	0,8	76,6	0,54	21,8	1007,4
3	23,2	62,7	-	13,4	0,7	74,5	0,66	30,3	1002,9

В качестве исследуемых смесей были использованы стандартные кормовые смеси [33]. Реологические свойства кормовых смесей были определены потерь напора [22].

3.2 Разработка аппаратуры и приборов

Для реализации экспериментальных исследований была разработана и изготовлена измерительная аппаратура, блок-схема и общий вид которой представлены на рисунке 3.2 и 3.3. Измерительная аппаратура включала в себя два измерительных блока: - блок измерения динамического давления и блок измерения статического давления.

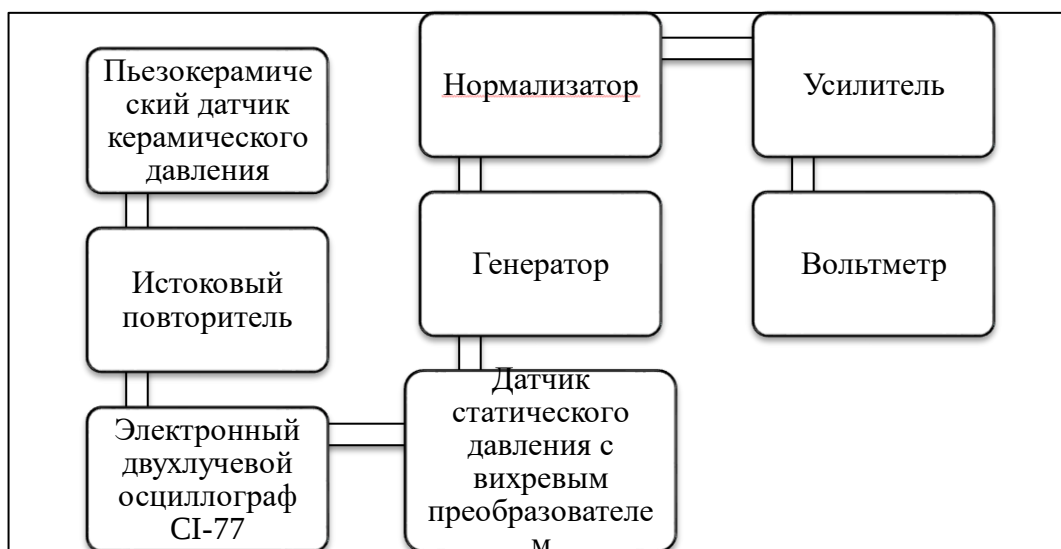


Рисунок 3.2 – Блок – схема измерительной аппаратуры

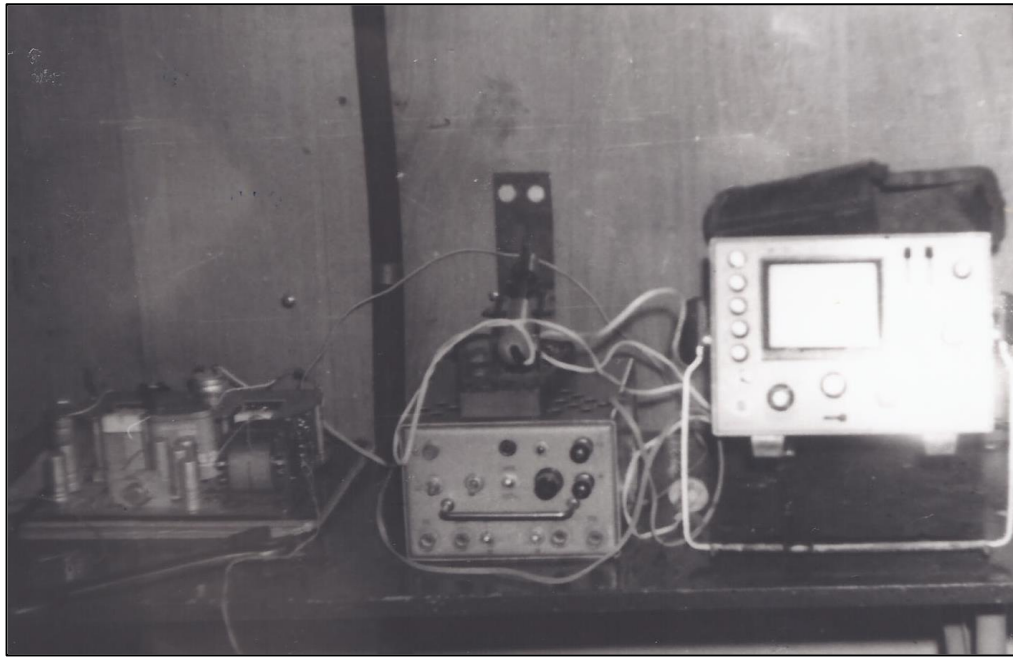


Рисунок 3.3 – Общий вид измерительной аппаратуры

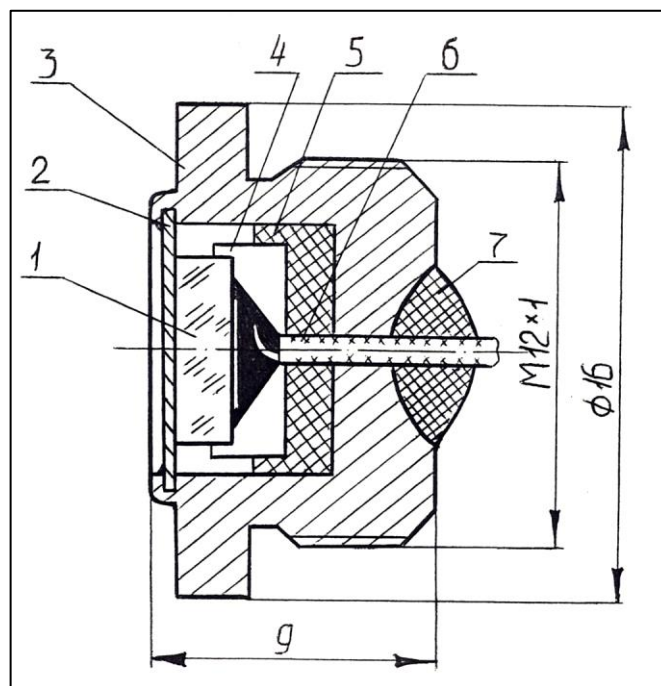


Рисунок 3.4 – Конструктивная схема пьезокерамического датчика давления

Измерение динамического давления (рисунок 3.4) осуществлялось при помощи пьезокерамического диска 1, изготовлений из материала ЦТС-19 мембраны 2, корпуса 3, токосъемного диска 4, фторопластового диска 5, соединительного провода 6, изолятора 7.

Принцип действия пьезокерамического датчика основан на использовании пьезоэлектрического эффекта, заключающегося в возникновении на поверхностях (гранях) пьезоэлемента электрических зарядов при сжатии его в определенном направлении. Величина этих зарядов, а также пьезонапряжение, возникающее на входных полюсах датчика, пропорциональны воздействию давлению. Давление воспринимается мембраной 2 и передается на пьезокерамический диск 1.

Генерируемое пьезонапряжение через корпус 3 и соединительный провод 6 передается на вход высокоомного истокового повторителя, а с выхода истокового повторителя подается на электронный осциллограф СИ-77.

Измерение статического давления осуществлялось при помощи датчика статического давления (рисунок 3.5 и 3.6).

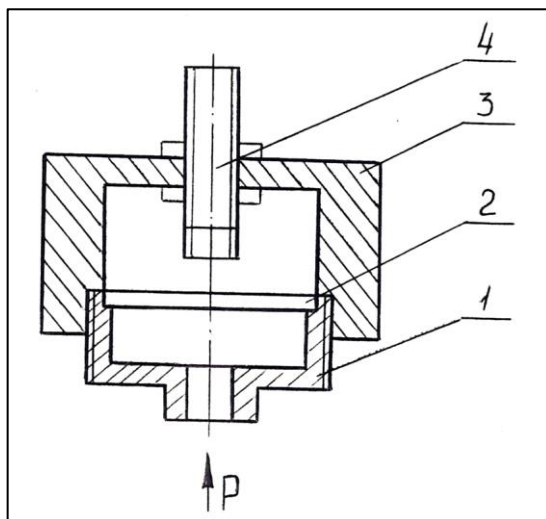


Рисунок 3.5 – Конструктивная схема датчика статического давления



Рисунок 3.6 – Установка датчика статического давления

Датчик статического давления состоит из приемной камеры 1, мембраны 2, корпуса 3 и вихревого преобразователя основан на преобразовании зазора между торцом катушки преобразователя и мембраной датчика в выходное напряжение, являющегося функцией воздействующего на мембрану измеряемого давления. Преобразователь вихретоковый работает от напряжения +24 В.

Генератор, во входную цепь которого подключена катушка датчика, преобразует напряжение +24В в радиочастотный сигнал частотой 1...2 МГц, который подается на катушку через аксиальный кабель. Катушка вихретокового преобразователя излучает радиочастотный сигнал в окружающее пространство в виде электромагнитного поля. При отсутствии металла (мембраны) вблизи катушки нет потерь мощности радиочастотного сигнала. В этом случае выходное напряжение генератора максимально и составляет 15 В. При приближении проводящего материала мембраны к рабочему торцу катушки вихревые токи, генерируемые на поверхности материала приводят к потере мощности радиочастотного сигнала. Так как мощность радиочастотного сигнала теряется, выходное напряжение и генератора пропорционально уменьшается при достаточно малых величинах зазора между рабочим торцом катушки преобразователя и мембраной датчика вся мощность генератора поглощается проводящей поверхностью мембраны, что приводит к максимальной величине выходного напряжения генератора.

3.3 Разработка экспериментальной установки

Для проведения экспериментальных исследований процессов транспортирования была изготовлена и собрана экспериментальная установка с основной целью: - согласно выбора $P = f(V)$ данному методу решения - установить гидродинамическую зависимость для нестационарного,

пульсирующего движения полужидких кормовых масс, сравнить ее с зависимостью для стационарного потока, исследовать влияние частоты пульсации, давления, скорости и характеристик смеси на эффективность работы такой системы, выявить оптимальные геометрические размеры, определить грани применения зависимости, разработать в конечном итоге инженерную методику расчета таких систем.

Схема экспериментальной установки приведена на рисунке 3.7, а элементы конструкции на рисунке 3.8. Установка включает в себя систему подачи смеси, систему подачи сжатого воздуха, систему размера давления. Привод насосов осуществлен от асинхронных электродвигателей через упругие муфты.

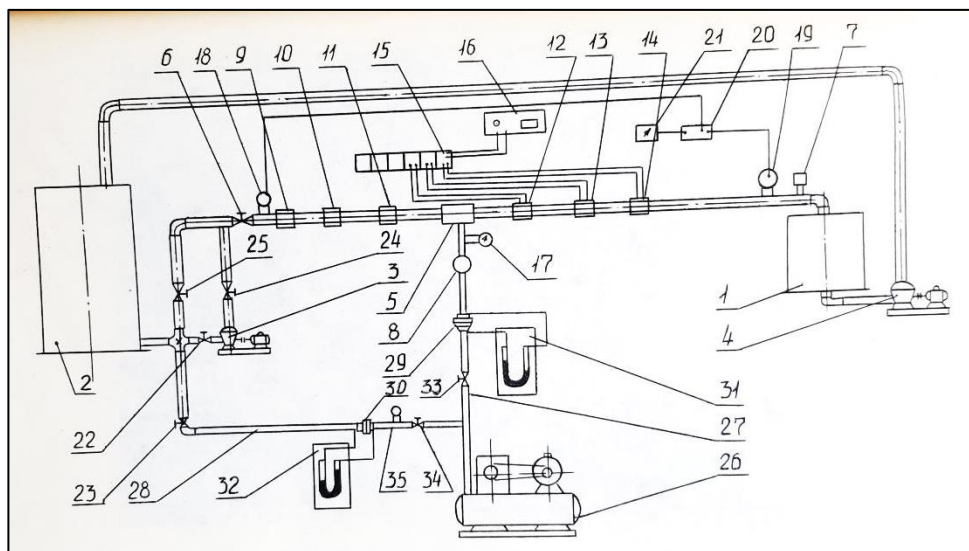


Рисунок 3.7 – Схема экспериментальной установки



Рисунок 3.8 – Элементы конструкции экспериментальной установки

В зависимости от способа транспортирования установки позволяют осуществить исследования по двум схемам:

1. Транспортирование смеси при помощи насоса;
2. Транспортирование смеси воздушным потоком;

Система подачи смеси состоит из мерного 1 и питательного 2 баков, соединенных трубопроводами, фекальных насосов СД-50/10 3,4 которые служат для транспортирования смеси и возврате ее в исходное положение, узла наложения пульсации 5, расположенного в середине исследуемой трубы. Узел наложения пульсации представляет собой воздушную камеру с диафрагмой и системой жиклеров. Давление потока смеси регулируется при помощи вентиля 6. В конце трубы установлен расходомер 7. Так же для контроля расхода смеси применяется мерная линейка.

Пульсирующий поток воздуха, который направляется в узел наложения пульсации создается при помощи пульсатора АДУ.02.100 позиция 8, применяемый в доильных установках типа АДМ-8. Флуктуации давления, выработанные пульсирующим движением, фиксируются пьезокерамическими датчиками динамического давления, установленными в позициях 9-14. Пьезокерамические датчики динамического давления были

изготовлены по рекомендациях. Датчики могут быть использованы для измерения нестационарного давления до 10 кгс/см^2 и температурах окружающей среды до 250. Диапазон частот измеряемого давления находится в линейной полосе $0 \dots 10000 \text{ Гц}$. Сигналы, фиксируемые датчиками динамического давления согласуются и усиливаются истоковым повторителем 15 регистрируются на осциллографе С1-77 в позиции 16.

Флуктуация давления представляет собой синусоидальные волны. Значение флуктуации в точке наложения максимальны и определяются экстраполяцией в положениях 9-14, а так же контролируется манометром ОБМ1-100 в положении 17.

Давление в начале и в конце исследуемой длины определяются датчиками статистического датчиками статического давления с вихревыми преобразователями 18, 19.

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ

4.1 Результаты экспериментов и их обработка

Согласно выбранной математической модели и общей методике экспериментальных исследований для определения влияния факторов на функцию отклика и определения значимости членов математической модели были проведены однофакторные эксперименты.

Для изучения влияния ε на величину J на рисунке 4.1, 4.2, 4.3 показана взаимная зависимость между ε и J при неизменной частоте N , для различных значений числа B_i и для различных кормовых смесей. Увеличение скорости потока J перестает с увеличением отношения градиентов давления ε и при этом прямо пропорционально $\varepsilon^{1,5}$ для всех значений числа B_i .

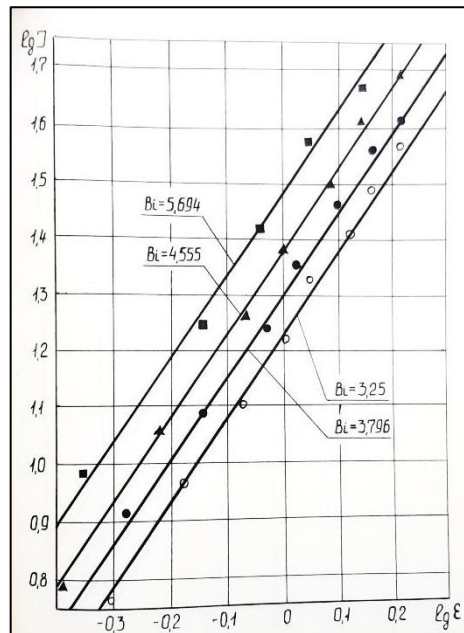


Рисунок 4.1 – Влияние отношения градиентов давления ε на скорость увеличения потока J для смеси с реологическими параметрами ($\tau_0=28,7\text{Па}$, $\eta=0,63\text{Па}\cdot\text{с}$, $d=0,05\text{м}$, $l=7\text{м}$).

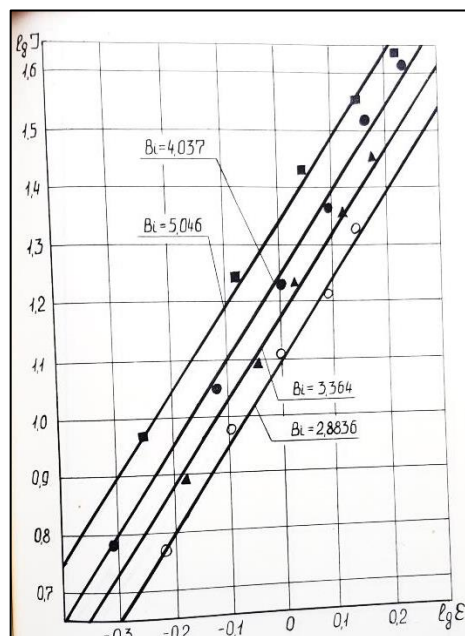


Рисунок 4.2 – Влияние отношения градиентов давления ε на скорость увеличения потока J для смеси с реологическими параметрами ($\tau_0=21,8\text{Па}$, $\eta=0,54\text{Па}\cdot\text{с}$, $d=0,05\text{м}$, $l=7\text{м}$).

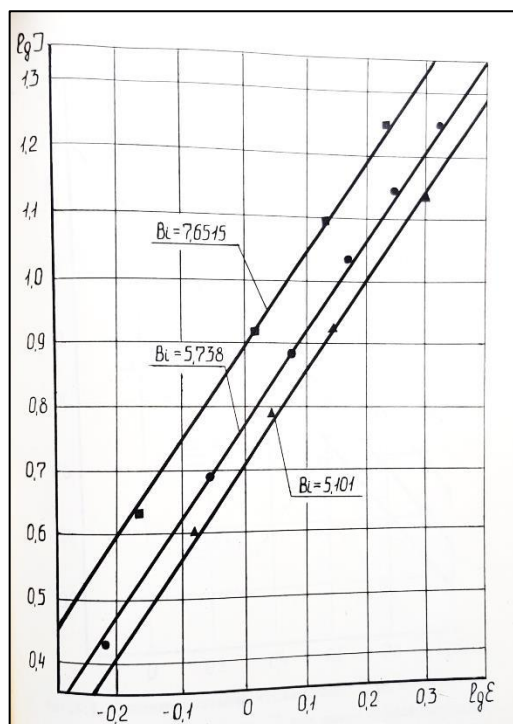


Рисунок 4.3 – Влияние отношения градиентов давления ε на скорость увеличения потока J для смеси с реологическими параметрами ($\tau_0=30,3\text{Па}$, $\eta=0,66\text{Па}\cdot\text{с}$, $d=0,1\text{м}$, $l=10\text{м}$).

Данные, приведенные на рисунке 4.4, 4.5, 4.6 иллюстрируют влияние безразмерного числа S_n на J , которое исключает влияние ε на J . Увеличение скорости потока J уменьшается с увеличением S_n для любого значения Bi для различных кормовых смесей и пропорционально $S_n^{-1,25}$. Эта тенденция находится в качественном согласии с результатами, полученными в работе по изучению пульсирующего потока модельных флюидов Эллиса [119].

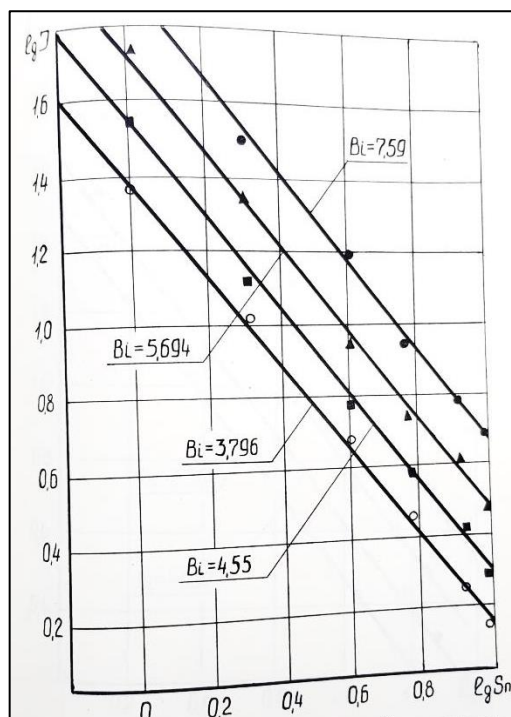


Рисунок 4.4 – Влияние значений числа Стокса S_n на скорость увеличения потока J для смеси с реологическими параметрами ($\tau_0=28,7\text{Па}$, $\eta=0,63\text{Па}\cdot\text{с}$, $d=0,05\text{м}$, $l=7\text{м}$).

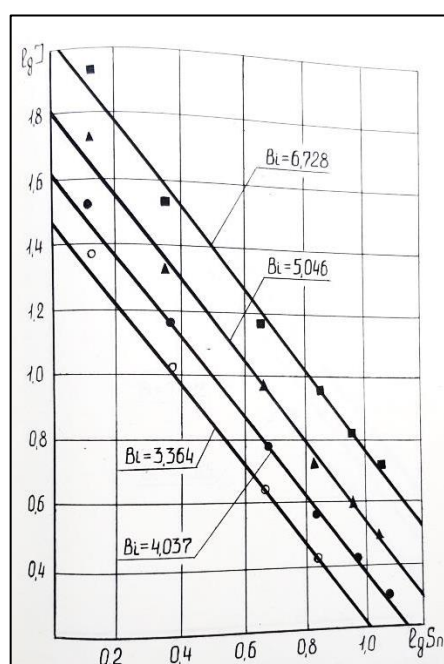


Рисунок 4.5 – Влияние значений числа Стокса S_n на скорость увеличения потока J для смеси с реологическими параметрами ($\tau_0=21,8\text{Па}$, $\eta=0,54\text{Па}\cdot\text{с}$, $d=0,05\text{м}$, $l=7\text{м}$).

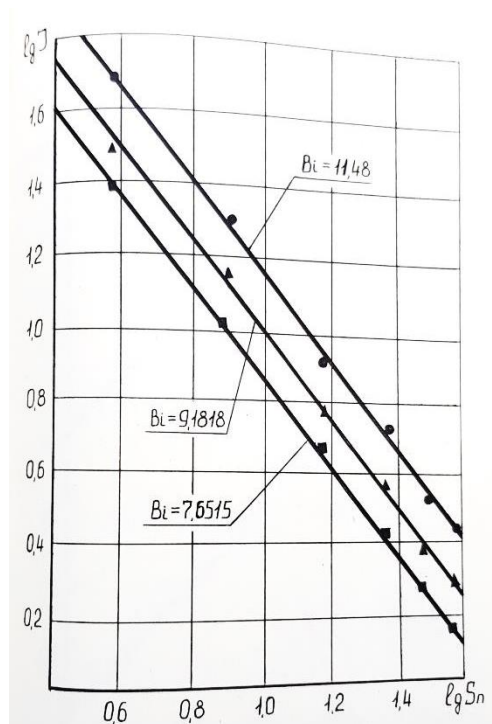


Рисунок 4.6 – Влияние значений числа Стокса S_n на скорость увеличения потока J для смеси с реологическими параметрами ($\tau_0=30,3\text{Па}$, $\eta=0,66\text{Па}\cdot\text{с}$, $d=0,1\text{м}$, $l=10\text{м}$).

На рисунке 4.7, 4.8, 4.9 показано влияние числа Бингама B_i на $J/\varepsilon^{1,5}$, которое исключает влияние ε на J . Отношение $J/\varepsilon^{1,5}$ увеличивается с увеличением числа B_i и пропорционально B_i^1 . Следовательно, приходим к выводу, что если ε и S_n постоянны J увеличивается с увеличением числа B_i .

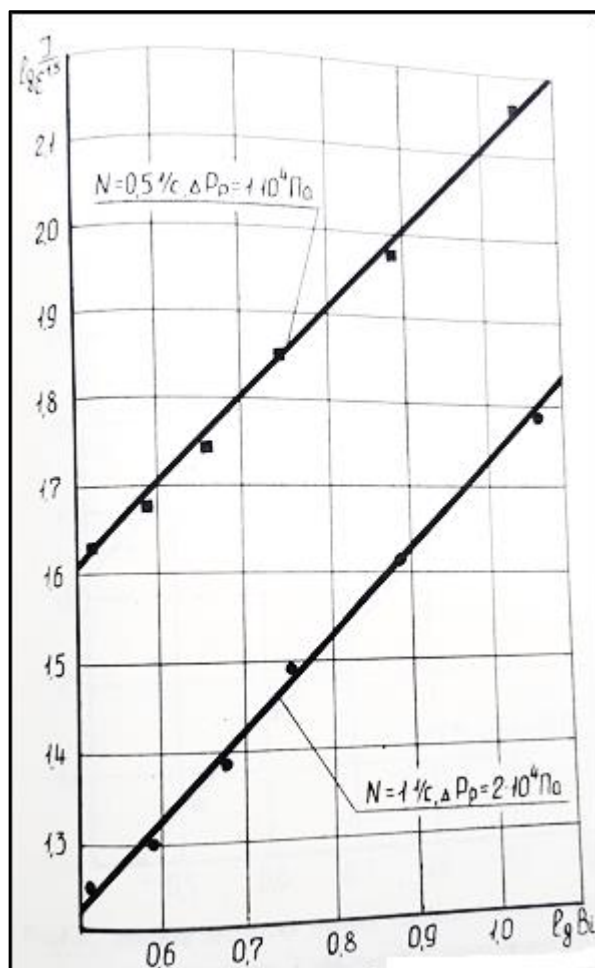


Рисунок 4.7 - Влияние значений числа Бингама B_i на скорость увеличения потока J для смеси с реологическими параметрами ($\tau_0=28,7\text{Па}$, $\eta=0,63\text{Па}\cdot\text{с}$, $d=0,05\text{м}$, $l=7\text{м}$).

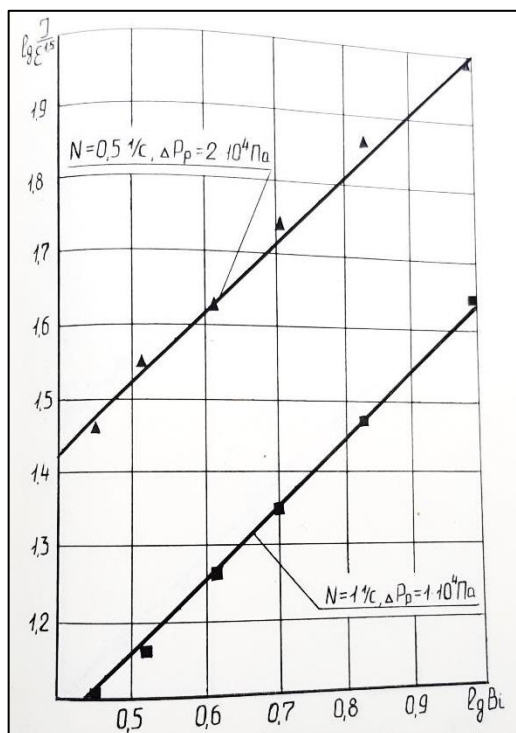


Рисунок 4.8 – Влияние значений числа Бингама B_i на скорость увеличения потока J для смеси с реологическими параметрами ($\tau_0=21,8\text{Па}$, $\eta=0,54\text{Па}\cdot\text{с}$, $d=0,05\text{м}$, $l=7\text{м}$).

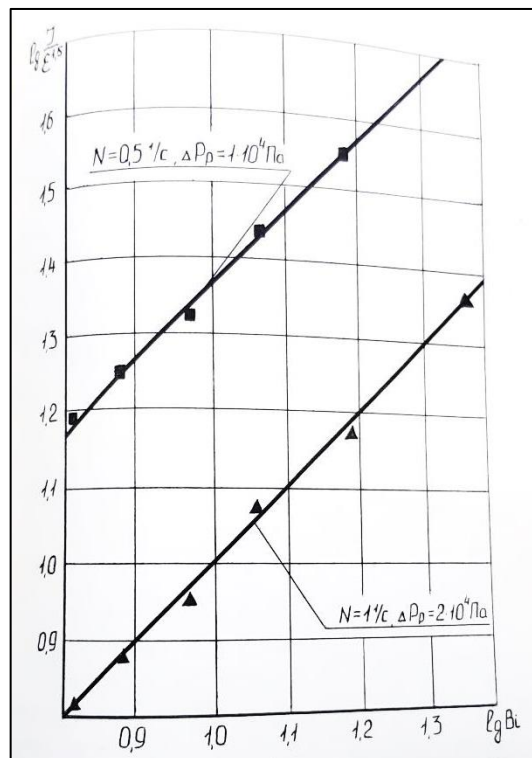


Рисунок 4.9 – Влияние значений числа Бингама B_i на скорость увеличения потока J для смеси с реологическими параметрами ($\tau_0=30,3\text{Па}$, $\eta=0,66\text{Па}\cdot\text{с}$, $d=0,1\text{м}$, $l=10\text{м}$).

Для определения коэффициента k математической модели (2.25) на рисунке 4.10 представлена взаимная зависимость между скоростью увеличения потока J и безразмерными параметрами – отношением градиентов давления ϵ , числом Стокса S_n и числом Бингама B_i , для различных кормовых смесей. Очевидно, что в пределах ошибки эксперимента величина $k=30$.

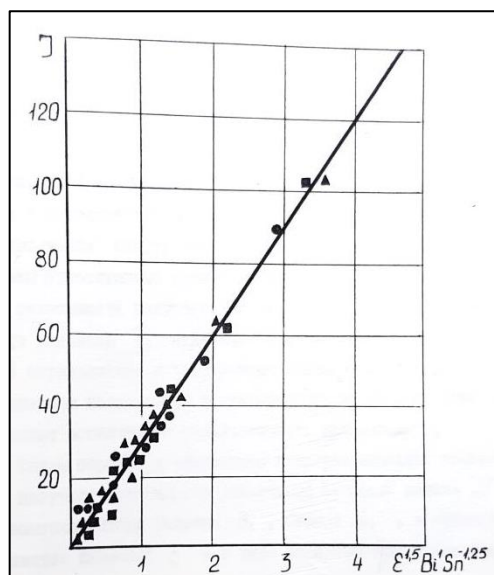


Рисунок 4.10 – Взаимная зависимость между скоростью увеличения потока J и безразмерными параметрами – отношением градиентов давления ε , числом Стокса S_n и числом Бингама B_i .

Обработка экспериментальных данных однофакторного эксперимента производилась методом контура, а оценка разброса экспериментальных данных нахождением коэффициента множественной корреляции и приведенной погрешности экспериментальных данных [71].

Коэффициент множественной корреляции определяется по формуле:

$$\rho_0 = \sqrt{1 - (2\gamma)^2}, \quad (4.1)$$

а приведенная погрешность по формуле:

$$\gamma = \frac{l\Delta y}{2ly}, \quad (4.2)$$

где $l\Delta y$ – ширина полосы неопределенности;

ly – длина диапазона.

Разброс коэффициента множественной корреляции для однофакторного эксперимента составил 0,97 – 0,99, а приведенной погрешности 1,0 – 2,5%.

Матрица планирования эксперимента (таблица 3.4) для многофакторного эксперимента была реализована для трех смесей (таблица 3.5).

Наиболее полное описание погрешностей, допускаемых при многофакторном эксперименте, состоит в указании многофакторной

зависимости для среднеквадратических отклонений или доверительных границ погрешности в виде $\Delta = F(x_1)$, которая позволила бы вычислить погрешность Δ_i каждого из результатов измерений при любом сочетании факторов. Однако такое описание погрешностей затруднительно и поэтому использован упрощенный метод описания погрешности [71]. Если толщину слоя погрешностей представить не в функции, а в виде полосы на плоскости с координатами (полоса рассеяния экспериментальных точек вокруг найденной усредненной зависимости), то получим относительно простое изображение полосы неопределенности и зависимость текущего значения погрешности в функции от значения отклика. Аналогично по формулам (4.1.) и (4.2) определяется и коэффициент множественной корреляции и приведенная погрешность экспериментальных данных, которые не превышают показателей однофакторного эксперимента.

Таким образом, в результате экспериментальных исследований была получена зависимость увеличения скорости потока от безразмерных чисел Бимгама, Стокса, и отношения градиентов давления – в виде эмперического уравнения:

$$J = 30 \cdot \varepsilon^{1,5} \cdot Bi^1 \cdot Sn^{-1,25}$$

В ходе проведения экспериментов так же определялась длина действия волны пульсации. Назовем это явление дальнодействием пульсации. На рисунке 4.11 представлены профили пульсирующего давления Δp_p вдоль исследуемой трубы при различных скоростях потока. Из графика видно, что с увеличением скорости потока дальнодействие пульсации увеличивается. На рисунке 4.12 показано влияние частоты пульсации на ее дальнодействие. С увеличением частоты дальнодействие пульсации уменьшается.

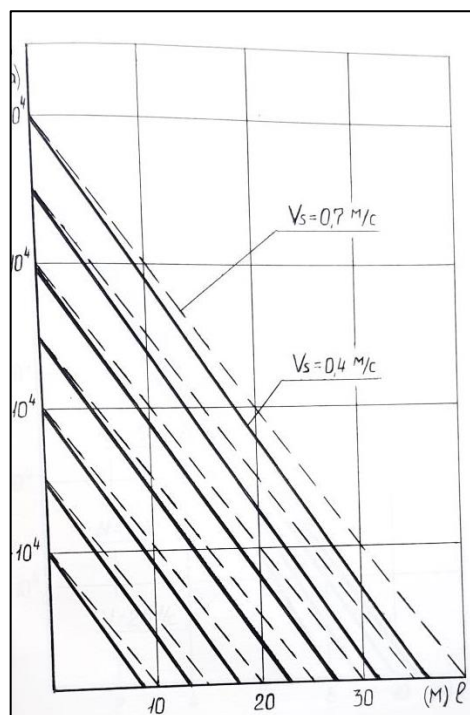


Рисунок 4.11 – Распределения профиля пульсирующего давления Δp_p вдоль исследуемой трубы при различных скоростях V_s для смеси с реологическими параметрами ($\tau_0=28,7\text{Па}$, $\eta=0,63\text{Па}\cdot\text{с}$, $N=1\text{ 1/с}$).

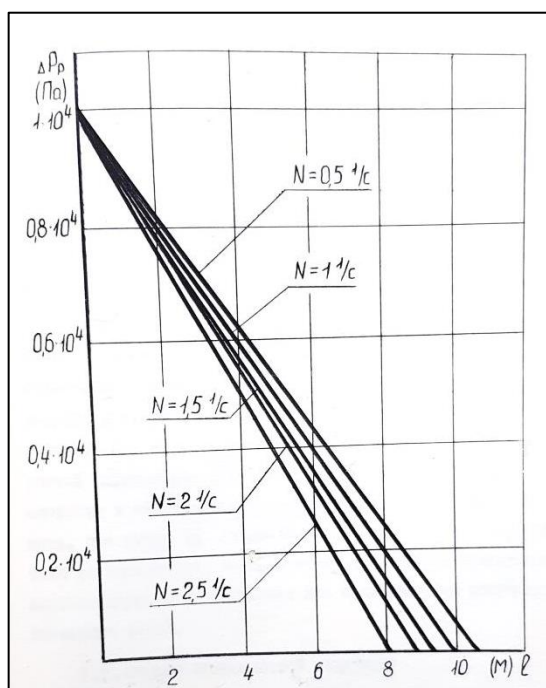


Рисунок 4.12 – Распределения профиля пульсирующего давления Δp_p вдоль исследуемой трубы при различных частотах пульсации для смеси с реологическими параметрами ($\tau_0=28,7\text{Па}$, $\eta=0,63\text{Па}\cdot\text{с}$, $V_s=0,7\text{м/с}$).

Отношение скорости потока в пульсирующем потоке к скорости стационарного потока при том же среднем градиенте давления представлено на рисунке 4.13 как функция параметра N , для различных смесей (таблица 3.5) при постоянной амплитуде (числа E) пульсации.

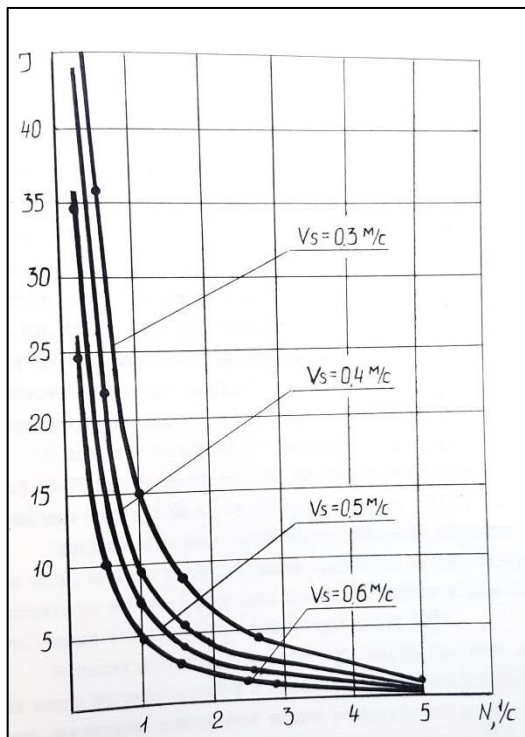


Рисунок 4.13 – Влияние частоты N на скорость увеличения потока J

Из рисунка видно, что существуют два асимптотических значения J для конкретной смеси, причем одно достигается при значениях N меньших 0,3, а другое при значениях больших. Эти асимптотические значения могут быть объяснены следующим образом. При низких значениях параметра N сила вязкости немного больше чем сила инерции и профиль скорости становится в любом случае идентичен профилю, который был бы получен в стационарном потоке – то есть скорость более не возрастает. При больших же значениях N профиль мгновенных скоростей флуктуирует только на небольшую величину около профиля скорости в стационарном потоке. Таким образом можно утверждать, что когда N становится большим, скорость потока не возрастает. Переход между двумя этими граничными областями поведения и применении для вычисления по полученной зависимости (4.3).

4.2 Оценка погрешностей измерений

Случайные ошибки при измерениях пренебрежимо малы по сравнению с систематическими ошибками измерительных приборов. Следовательно, погрешности измерений определяются погрешностями измерительных приборов. В проводимых экспериментах основной измеряемой величиной является параметр давления. Измерение давления осуществлялось при помощи двух блоков – блока динамического давления и блока статического давления. Расчет произведен для блока динамического давления (рисунок 3.2).

Измерительный блок (канал) динамического давления состоит из трех узлов - пьезокерамического датчика, усилителя (истокового повторителя) и регистратора (осциллографа С1-77). Погрешность пьезокерамического датчика 0,2% [96], то есть предполагается, что его погрешность аддитивна. Усилитель предназначен для обеспечения линейности характеристики всего канала. Об усилителе известно, что он выполнен в виде истокового повторителя 2, благодаря глубокой отрицательной обратной связи коэффициент влияния колебаний напряжения U его питания на коэффициент усиления снижен до значений $\psi_{uy}=+0,3\%/(10\%\Delta U/u)$, а влияние температуры приводит к смещению его нуля на $\psi_{ty}=+0,2\%/10k$ [71].

В качестве регистратора использован электронный осциллограф С1-77 класса точности 0,5. Изменение температуры вызывает смещение нуля регистратора на $\psi_{t0}=+0,1\%/10k$ [71].

Измерительный блок динамического давления питается от сети 220В, с нестабильностью напряжения $\pm 15\%$. Объект испытания, на котором установлен датчик, находится в помещении, где обычно поддерживается температура около 20°C.

Основная погрешность датчика $\gamma_g=0,2\%$. Для того чтобы от этого значения перейти к среднеквадратическому отклонению, необходимо знание вида закона распределения погрешности. Одной из основных составляющих погрешности датчика является погрешность дискретности. Эта погрешность

имеет равномерное распределение [71]. Остальные погрешности датчика незначительны, и поэтому общее распределение погрешности можно считать близким к равномерному и приближению принять равномерным, тогда G_g находим по формуле:

$$G_g = \frac{\gamma_g}{\sqrt{3}} = \frac{0,2}{\sqrt{3}} = 0,115\% \quad (4.4)$$

Погрешность датчика от колебаний напряжения питания является чисто мультипликативной и распределение по тому же закону, что и отклонению напряжения сети от своего номинального значения 220 В. Как указано в [71], распределение напряжения сети близко к треугольному с принятыми выше пределами $\pm 15\%$. Стабилизатор снижает размах колебаний напряжения в 25 раз, то есть на выходе стабилизатора распределение так же треугольное, но с размахом $15\%/25=0,6\%$. Поэтому максимальное значение этой погрешности $\gamma_{ug}=0,6\%$. Среднее квадратическое отклонение для треугольного распределения находим по формуле:

$$G_{ug} = \frac{\gamma_{ug}}{\sqrt{6}} = \frac{0,6}{\sqrt{6}} = 0,245\% \quad (4.5)$$

Погрешность коэффициента усиления является мультипликативной и распределена также по треугольному закону, так как вызывается колебаниями напряжения питания.

Погрешность смещения нуля усилителя при колебании температуры является аддитивной, а закон ее распределения повторяет закон распределения температуры в лаборатории. Как указывается в [71], закон распределения температуры в лаборатории, при изменениях ее в пределах от 18 до 24°C, можно считать равномерными со средним значением 21°C и размахом ± 3 к. Максимальное значение этой погрешности при $\psi_{ty}=+0,2\%/10k$ составляет $\psi_{ty}=+0,2\cdot 3/10=0,06\%$, а среднеквадратическое отклонение $G_{ty}=0,06/\sqrt{3}=0,034\%$.

Для алгебраического суммирования коррелированных погрешностей устанавливаем их знаки. Так, коэффициент влияния на погрешность коэффициента усилителя от колебаний напряжения является

положительным, то есть коэффициент усиления с увеличением напряжения питания возрастает. Также положительным является коэффициент влияния на погрешность от колебания напряжения питания датчика. Поэтому результирующее значение этих погрешностей равно просто их сумме:

$$G_u(g+y)=|G_{ug}+G_{uy}|=0,245+0,184=0,43\%, \quad (4.6)$$

а закон распределения этой суммарной погрешности сохраняется треугольным.

Температурная погрешность усилителя положительна, так как с ростом температуры падение напряжения промежутка база-эмитер падает, а следовательно, напряжение на эмитерной нагрузке возрастает. Температурная же погрешность осциллографа отрицательная, следовательно:

$$G_t(\text{осц}+y)=0,034-0,017=0,017\%, \quad (4.7)$$

После учета корреляционных связей, все полученные погрешности можно суммировать как независимые.

Погрешность канала при $X=0$ складывается из трех составляющих: $G_{\text{осц}}=0,023\%$, $G_g=0,1154\%$, $G_t(y+\text{осц})=0,017\%$. Однако $G_t(y + \text{осц})$ в 13,5 раза меньше чем $G_{\text{осц}}$. Так как суммирование под корнем производится над квадратами этих величин, то ее вклад в результат будет соответственно в $13,5^2$ раза меньше. Отсюда ясно, что этой погрешностью можно пренебречь.

Среднее квадратическое отклонение погрешности нуля канала определяется как:

$$G_n = \sqrt{G_{\text{осц}}^2 + G_g^2} = \sqrt{0,23^2 + 0,1154^2} = 0,26\% \quad (4.8)$$

Для определения погрешности в конце диапазона канала и полученному значению G_n нужно добавить мультипликативную составляющую $G_u(g+y)$:

$$G_{n+u} = \sqrt{0,43^2 + 0,26^2} = 0.5$$

Таким образом, учитывая и второй измерительный канал, погрешность измерения давления при проведении экспериментов составила не более 1%.

Проведенные эксперименты и обработка результатов экспериментов позволяет сделать следующие выводы:

- для влажных высоковязких кормовых смесей (бингамовских жидкостей) движущихся в трубах в пульсирующем режиме необходимо определять предельное напряжение сдвига τ_0 и коэффициент динамической вязкости η методов потерь напора;

- наложение синусоидальную пульсаций на среднее значение градиента давления приводит к увеличению потока влажных высоковязких смесей при течении их в прямой горизонтальной трубе круглого сечения;

- при значениях частоты N больших 3 и меньших 0,3 пульсация оказывает пренебрежимо малое влияние на скорость потока смесей любого состава;

- с увеличением средней скорости транспортирования V_s увеличивается дальное действие пульсации, то есть и область применения зависимости (4.3);

- с увеличением частоты пульсации N , дальное действие пульсации уменьшается.

5 РАСЧЕТ ТЕХНИКО- ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Экономическая эффективность внедрения пульсирующего способа транспортирования влажных высоковязких кормосмесей оценивалось в соответствии с методикой определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений.

Главная цель расчетов по определению сравнительной экономической эффективности новой техники и технологии установление годового экономического эффекта в сфере их использования новой техники прогрессивных технологий представляет собой сумму экономии всех производственных ресурсов, которую получает народное хозяйство в результате их производства и использования.

Расчет экономической эффективности проведен для случая внедрения пульсирующего способа транспортирования влажных высоковязких

кормосмесей по сравнению со стационарным способом транспортирования при обслуживании 1000 голов животных.

Ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения нестационарного способа транспортирования рассчитан по формуле:

$$\Xi_r = [(И_б + E_n + K_б) - (И_n + E_n \cdot K_n)] \cdot A_n, \quad (5.14)$$

Где $И_б, И_n$ - удельные эксплуатационные расходы на единицу продукции при базовом и новом способах, руб;

$K_б, K_n$ - удельные капитальные вложения в базовом и новом вариантах, руб;

E_n - нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений
 A_n - годовой объем работ

Снижение удельных затрат при внедрении пульсирующего способа транспортирования достигается за счет снижения эксплуатационного расхода электроэнергии, снижения расхода кормов, сокращения времени (продолжительности) откорма.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПРОИЗВОДСТВУ

1. Анализ литературных источников по транспортированию кормовых и некормовых материалов по трубопроводам показал, что:

А) пульсирующий способ транспортирования является эффективным, позволяет увеличить скорость транспортирования и снижает затраты энергии;

Б) в целях выявления закономерностей движения влажных высоковязких кормовых смесей по трубам, обоснования методики расчета потерь напора необходимо иметь данные о физико - механических и реологических свойствах смесей и выявить характер перемещения кормовых смесей по трубам.

2. В результате выполненных теоретических исследований:

А) Разработан пульсирующий способ транспортирования. Сущность способа заключается в наложении синусоидальных пульсаций на среднее значение градиента давления;

Б) Создана конструктивно - технологическая схема транспортирования. Система должна содержать три основных элементов: насос, кормопровод, устройство для наложения пульсации;

В) Разработана математическая модель, пульсирующего транспортирования влажных высоковязких кормосмесей по трубам;

Г) Получены аналитические выражения для определения скорости, давления и потребляемой мощности в пульсирующем потоке;

3. Разработаны приборы для измерения стационарного давления пульсирующего давления. Для измерения стационарного давления следует изготовить прибор на основе вихретокового преобразователя давления, который позволяет измерить давление в пределах $0,01...30$ кГс/см² при температуре окружающей среды – $10...170$. Для измерения пульсирующего давления следует изготовить прибор на основе пьезокерамического датчика давления, который позволяет измерять давление в пределах $0,01...100$ кГс/см² при температуре окружающей среды $-50 ... 250^{\circ}\text{C}$. Диапазон частот измеряемого давления находится в линейной полосе $0...10000$ Гц.

4. Проведенными экспериментальными исследованиями выявлено, что:

А) Устройство для наложения пульсации должно накладывать пульсирующее давление на среднее значение градиента давления с параметрами: для частоты пульсации N $0,3...3$ Гц, для амплитуды пульсирующего давления ΔP_p $0,3 ... 0,8$ от разности значения постоянного давления ΔP_s в точке положения;

Б) Выгодной величиной диаметра кормопровода являются значения в пределах от 100 мм до 150 мм;

В) Оптимальными скоростями для пульсирующего транспортирования влажных высоковязких кормовых смесей по трубам следует считать величины в пределах от 0,5 м/с до 1,5 м/с;

Г) Потребная мощность в пульсирующем потоке жидкостей подчиняющихся закону Шведова-Бингама может снижена на 10-15% по сравнению с мощностью для стационарного потока.

5. Анализ экспериментальных исследований позволил:

А) установить и подтвердить экспериментальные аналитические выражения для вычисления гидравлических потерь напора при пульсирующем режиме движения;

Б) разработать инженерную методику расчета потерь напора пульсирующего транспортирования влажных высоковязких кормосмесей;

В) составить алгоритм и программу оптимизации параметров пульсирующего транспортирования.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Амелянц А.Г. классификация и анализ дозирующих устройств для порционно-индивидуальной выдачи корма животным /Тр. ин-та / Саратовской СХИ. – 1977. – Вип. 103. – С. 24 – 30.
2. Антонов В.П. исследование низконапорного газовоздушного эжектора при прерывисто – пульсирующем истечении активного потока: Автор. дис. ... канд. техн. наук. – Владивосток, 1972. - 20 с.
3. А.с., 1038618 СССР, МКИЗ 04 5/04 /Жидкостно- газовый эжектор / Ю.Н. Васильев, Е.П. Гладков, Г.А. Горшков (СССР). – 4 с. ил.
4. А.с., 1110945 СССР, МКИЗ 04 5/02 /Струйный насос /В.П. Кощев, Н.И. Шкода, К.И. Кошечева (СССР). – 4 с. ил.
5. А.с., 1320530 СССР. МКИЗ 04 5/02 /Эжектор / Л.П. Архипова, В.П. Буков, Н.А. Путров, О.И. Кудрин (СССР). – 2с. ил.
6. Асадуллин Н.М. Взаимосвязь инерционных и реологических свойств неньютоновских жидкостей // Материалы юбилейной научной конференции Казанского СХИ. – Казань: Татарское кн. изд-во, 1992. – С. 163 -166.
7. Асадуллин Н.М. К вопросу выбора способа транспортирования высоковязких сельскохозяйственных кормов и культур// Вклад молодых ученых и специалистов в интенсификацию производсва и перестройку работы АПК. Тез. доки. Республиканской науч. конф. 12 – 15 мая 1990г. – Казань, 1990. – С. 85 – 86.
8. Асадуллин Н.М. Экспериментальная установка для исследования нестационарного пульсирующего транспортирования кормовых смесей по трубам/ (Тр. ин-та) Казанской СХИ. – 1994 – С. 5 – 7.
9. Асадуллин Н.М., Рудаков А.И. Математическая модель для гидродинамического расчета пульсирующего движения неньютоновской

жидкости в цилиндрической горизонтальной трубе. – М., 1994. – 15с. – Деп. В ВНИИТЭИ Агропром, 25.02.94, №7.

10. Асадуллин Н.М., Рудаков А.И. Разработка эжекционного пульсатора для транспортирования высоковязких жидкостей при их неустановившемся движении в трубах //Улучшение эксплуатационных динамических характеристик двигателей мобильных сельскохозяйственных машин. Тез. докл. Всесоюзн. научн. семинара. 21 – 23 декабря 1989 г. – Казань, 1989. – С. 45 – 46.

11. Асадуллин Н.М., Сулейманов Р.З. Линии раздачи гранулированных кормов / Татарский межотраслевой территориальный центр научно – технический информации и пропаганды. №428 – 88 – Казань, 1988. – 4 с. ил.

12. Астанов Р.А. Обоснование технологии, параметров поршневой установки для транспортировки навоза по трубам: Дис. ... канд. техн. наук. – Ташкент, 1986, - 205 с.

13. Афанасьев В.Н. Исследование процесса вытеснения кормосмесей из кормопровода сжатым воздухом на свинокомплексах промышленного типа : Дис. ... канд. техн. наук. – М., 1973. – 193 с.

14. Басканов А.П. Гидродинамика пульсационных движений кипящего слоя и проблема выбора высоты отстойной зоны. – Минск: Белорусское кН. изд-во, 1976. – 360 с.

15. Белкин И.О., Виноградов Г.В., Леонов А.И. Ротационные приборы. – М.: Машиностроение, 1968. – 285 с.

16. Веденяпин Г.В. Общая методика Экспериментального исследования и обработки опытных данных. – 2 – е изд., доп. – М.: Колос, 1967. – 159 с.

17. Гладков П.К., Гладков О.П. Перспективный способ удаления навоза / Механизация и электрификация с/х. – 1989. - № 3. – С. 15.

18. Голованов Ю.Н. Исследование рабочего процесса пневматического транспортера кормовых смесей для КРС : Дис. ...канд. техн. наук. – М., 1981. – 220 с.
19. Гончаревич И.Ф. Вибрация – нестандартный путь. : Наука, 1986. – 207с.
20. Грачева Л.И. Перспективы развития трубопроводного транспорта и эффективность его применения в сельском хозяйстве: Дис. ... д-ра техн. наук. – М., 1974. – 425 с.
21. Грачева Л.И. Справочник механизации кормопроизводства. – Киев: Урожай, 1989. – 163 с.
22. Грачева Л.И. Полищук В.Г. Механизация ферм. – Воронеж: Центрально – Черноземное книжное изд-во, 1973. – 120 с.
23. Грачева Л.И., Шумняк Н.Н. Трубопроводный транспорт на животноводческих фермах. – М.: Колос, 1979. – 159 с.
24. Громадский А.В. Разработка и обоснование пневмотранспортной импульсной системы для подачи кормов в условия свиноводческих ферм: Автор. дис. ... канд. техн. наук. – Краснодар, 1984. – 20 с.
25. Громека И.С. К теории движения жидкости в узких цилиндрических трубах. – М.: Изд-во АН СССР, 1952. – С. 149 -171.
26. Громека И.С. О скорости распространения волнообразного движения жидкости в упругих трубах. – М.: Изд-во АН СССР, 1952. – С. 172 – 183.
27. Гудкин И.Н. Исследование вопросов гидравлики дисперсных систем применительно к транспортировке кормовых дрожжей в условиях животноводческих ферм: Дис. ... канд. техн. наук. – Баку, 1966. – 191 с.
28. Дагилайский Р.Л., Жученко Г.И., Исаев В.Ф. Пневмотранспорт на чайной фабрике // Пищевая промышленность. – 1988. - № 6. – С. 51 – 52.

29. Евсеенков В.С. Исследование процесса перемещения комбикормов вибрационным питателем: Дис. ... канд. техн. наук. – Челябинск, 1969. – 190 с.

30. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика. – М.: Машиностроение, 1978. – 463 с.

31. Исследование отходов промышленности в сельского хозяйства в животноводстве. Гуменюк Г.Д. и др. – Киев: Урожай, 1983. – 189 с.

32. Исследование параметров работы модельного эжектора с механическим пульсатором. Отчет о НИР /НПО Кригерамаш. - № ГР 01840008966;

Инв. № 02840073238. – Балахиша, 1984. – 40 с.

33. Казанцев В.В. Исследование пневмотранспорта в плотной фазе порошковых материалов по горизонтальным транспортным трубопроводам: Дис. ... канд. техн. наук. – Л., 1978. 210 с.

34. Калмыков И.И. Применение эжекторов в экспериментальных исследованиях. – Казань: Изд-во КХТИ, 1981. – 37 с.

35. Калюга В.В., Мельников С.В., Найдено В.К. Механизация технологических процессов на свиноводческих предприятиях. – М.: Россельхозиздат, 1987. – 207 с.

36. Квасов В.С. Исследование транспортирования влажных кормовых смесей по полиэтиленовым кормопроводам на свиноводческих фермах промышленного типа: Дис. ... канд. техн. наук. – Минск, 1975. – 205 с.

37. Киселев П.Г. Основы теории водоструйных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1979. – 250 с.

38. Клоков Н.И. Кормопоточные линии на промышленных комплексах / Молочное и мясное скотоводство. – 1975. - № 11. – С. 13.

39. Коба В.Г. Машины для раздачи кормов, теория и расчет / Тр. ин-та / Саратовской СХИ. – 1974. – Вып. 5. – С. 43 – 46.

40. Коба В.Г., Манидин Н.А. Аналитическое определение динамической вязкости кормовых смесей на основе метода анализа равномерностей // Тр. ин-та / Саратовской СХИ. – 1969. – Вып. 41. – С. 43 – 47.

41. Коба В.Г., Потапов В.В. Методика расчета пневматической установки для транспортирования полужидких кормов сжатым воздухом // Тр. ин-та / Саратовской СХИ. – 1970. – Вып. 47. – С. 15 – 18.

42. Коба В.Г., Потапов В.В. Потери напора при подаче текучих кормов по трубам // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1969. - № 2 – С. 15 – 16.

43. Коба В.Г., Потапов В.В. Теоретическое исследование процесса перемещения кормовых масс по трубам сжатым воздухом / Тр. ин-та / Саратовской СХИ. – 1970. – Вып. 46. – С. 26 -31.

44. Колесников Г.Е. Расчет роторно-пульсационных аппаратов для процесса эмульгирования: Автор. дис. ... канд. техн. наук. – М., 1984, - 21 с.

45. Кононов В.В., Шпагин Н.Г. Классификация и анализ смесителей кормов // Тр. ин-та/ Саратовской СХИ. – 1978. – Вып. 123. – С. 143 – 149.

46. Корн. Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров: Пер. с англ. – М.: Наука, 1970. – 720 с.

47. Корпачева С.М. Основы теории и расчета горизонтальных пульсационных аппаратов и пульсаторов. – М.: Машиностроение, 1961. – 413 с.

48. Красехин И.Д. Исследование процессов пневмотранспортирования навоза на специализированных свиноводческих фермах: Дис. ... канд. техн. наук. – Л., 1972. – 206 с.

49. Кремлевский П.П. Расходомеры и счетчики количества жидкости. – Л.: Машиностроение, 1975. – 775 с.

50. Кузьмин А.Е. Исследование процесса транспортирования кормовых паст по трубам: Автор. дис. ... канд. техн. наук. – Иркутск, 1967. – 20 с.

51. Кузьмин А.Е. Экономическая эффективность транспортировки кормов по трубам // Свиноводство. – 1968. - № 5. – С. 18 -19.

52. Лаврук Ю.И. Обоснование и исследование процесса пневматического транспортирования комбикормов на птицефабриках с целью создания пневмотранспортной установки: Автор. дис. ... канд. техн. наук. – Киев, 1981. – 20 с.

53. Лайтфут. Э.И. Явление переноса в живых системах: Пер. с англ. – М.: Наука, 1977. – 520 с.

54. Лая В.Ф. Исследование транспортирования текучести кормосмесей по кормопроводам в откормочных свинарниках Эстонской ССР: Дис. ... канд. техн. наук. – Тарту. 1965. – 223 с.

55. Левкин В.Т. Эффективный способ удаления навоза // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1989. - № 4. – С.20.

56. Лойцинский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука. 1987. – 904 с.

57. Лихачев Ф.С. Пневматическая транспортировка полужидких коров. – М.: Колос. 1967. - 123 с.

58. Лихачев Ф.С. Транспортирование жидких и пастообразных кормов по трубам при помощи сжатого воздуха // Научные труды ВИЭСХ. – 1965. – Т.14. – С. 20-26.

59. Лихачев Ф.С., Парамонов Г.В. Свинокорм в совхозе “Белая дача”. – М.: Колос, 1965. – 80 с.

60. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. – Л.: Машиностроение, 1988. – 278 с.

61. Манидин Н.А. Исследование транспортирования текучих кормовых смесей по трубам на свиноводческих фермах: Дис. ... канд. техн. наук. – Саратов, 1967. – 198 с.

62. Маркин О.Ю., Асадуллин Н.М. Механизированная система раздачи кормов / Татарский межотраслевой территориальный центр научно-технической информации и пропаганды. № 261 – 88 – Казань, 1988. – 4 с. ил.

63. Матвеев А.И. Состояние и перспективы развития оборудования для систем пневмотранспорта. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1975. – 204 с.

64. Меликов Р.А. Исследование и оборудование оптимальных параметров трубопроводной системы для транспортирования навоза сжатым воздухом от корозников до хранилищ: Автор. дис. ... канд. техн. наук. – М., 1971. – 18 с.

65. Мельников С.В., Калюга В.В., Сафонов Ю.К. Гидравлический транспорт в животноводстве. – М.: Россельхозиздат, 1976. – 188 с.

66. Мкрутмян В.С. Реологическое исследование полужидких кормовых смесей // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1971. – 3 1. – с.25 .

67. Мкрутмян В.С., Переведенцев В.В. транспортирование жидких кормов по трубам // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1966. - № 6. – С. 13 – 14.

68. Мосин И.И. Оптимизация эжекторных систем при работе их в нестационарных условиях: Автор. дис. ... канд. техн. наук. – Казань, 1970. – 18 с.

69. Наврузов К.Н. Гидродинамика пульсирующих течений в трубопроводах. – Ташкент: ФАН. 1968. – 112 с.
70. Новиков Г.И. Комплексная механизация в промышленном свиноводстве. – М.: Колос, 1973. – 173 с.
71. Новицкий Н.В., Зограф И.А. Оценка погрешностей результатов измерений.- Л.: Энергоатомиздат, 1991. – 302 с.
72. Новгородский И.К. Загадка длиною в век // Известия. – 1986. – 21 марта.
73. Огибалов П.М., Мирзаджанзеде А.Х. Нестационарные движения вязкопластичных сред. – М.: Изд-во. МГУ, 1977. -372 с.
74. Палымов В.А. Колебания упругопластичных тел. – М.: Наука, 1976. – 328 с.
75. Переведенцев В.В. Исследование полужидких кормовых смесей по трубам: Автор. ... канд. техн. наук. – М.: 1969. -22 с.
76. Плаксин В.Д. Исследование процесса пневматического транспортирования соломистого материала по всасывающе-нагнетательной схеме: Автор. дис. ... канд. техн. наук. – Ростов. 1973. – 22 с.
77. Правила измерения расхода газов и жидкостей стандартными сужающими устройствами РД 50-213-80: утв. Ком. СССР по стандартам 14.08.80/КФ ВНИИФТРИ. –М., 1982 – 330 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Данные экспериментальных исследований по определению коэффициента C_1 смеси с параметрами ($\tau_0=28,7\text{Па}$;

$\eta=0,63\text{Па}\cdot\text{с}$; $\rho=1004\text{кг/м}^3$; $l=7\text{м}$, $d=0,05\text{м}$; $N=1\text{ л/с}$).

Номер опыта	Qs	F	Vs	ΔP_s	Qp	Vp	J	Δp_p	ε	Bi	Sn
	$\text{м}^3/\text{с}\cdot 10^{-3}$	$\text{м}^2\cdot 10^{-3}$	м/с	Па	$\text{м}^3/\text{с}\cdot 10^{-3}$	м/с	-	Па	-	-	-
1	0,785	1,963	0,4	44009	0,858	0,437	9,315	10000	0,455	5,694	3,984
2	0,785	1,963	0,4	44009	0,919	0,468	17,110	15000	0,682	5,694	3,984
3	0,785	1,963	0,4	44009	0,992	0,505	26,347	20000	0,909	5,694	3,984
4	0,785	1,963	0,4	44009	1,074	0,547	36,815	25000	1,136	5,694	3,984
5	0,785	1,963	0,4	44009	1,164	0,593	48,250	30000	1,363	5,694	3,984
6	0,785	1,963	0,4	44009	1,064	0,644	60,990	35000	1,591	5,694	3,984
7	0,785	1,963	0,4	44009	1,370	0,698	74,530	40000	1,818	5,694	3,984

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Данные экспериментальных исследований по определению коэффициента C_2 смеси с параметрами ($\tau_0=28,7\text{Па}$;
 $\eta=0,63\text{Па}\cdot\text{С}$; $\rho=1004\text{кг/м}^3$; $l=7\text{м}$, $d=0,05\text{м}$; $\Delta p_p=10000\text{Па}$).

Номер опыта	Qs	F	Vs	ΔP_s	Qp	Vp	J	N	ε	Bi	Sn
	$\text{м}^3/\text{с}\cdot 10^{-3}$	$\text{м}^2\cdot 10^{-3}$	м/с	Па	$\text{м}^3/\text{с}\cdot 10^{-3}$	м/с	-	1/с	-	-	-
1	0,589	1,963	0,3	38364	1,096	0,558	86,020	0,25	0,521	7,59	0,996
2	0,589	1,963	0,3	38364	0,801	0,408	36,010	0,5	0,521	7,59	1,992
3	0,589	1,963	0,3	38364	0,678	0,345	15,140	1,0	0,521	7,59	3,984
4	0,589	1,963	0,3	38364	0,642	0,327	9,120	1,5	0,521	7,59	5,976
5	0,589	1,963	0,3	38364	0,626	0,319	6,365	2,0	0,521	7,59	7,968
6	0,589	1,963	0,3	38364	0,617	0,315	4,816	2,5	0,521	7,59	9,960

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Данные экспериментальных исследований по определению коэффициента C_3 смеси с параметрами ($\tau_0=28,7\text{Па}$;
 $\eta=0,63\text{Па}\cdot\text{С}$; $\rho=1004\text{кг/м}^3$; $l=7\text{м}$, $d=0,05\text{м}$; $\Delta p_p=10000\text{Па}$, $N=0,5\text{ 1/с}$).

Номер опыта	Qs	F	Vs	ΔP_s	Qp	Vp	J	ε	$J/\varepsilon^{1,5}$	Bi	Sn
	$\text{м}^3/\text{с}\cdot 10^{-3}$	$\text{м}^2\cdot 10^{-3}$	м/с	Па	$\text{м}^3/\text{с}\cdot 10^{-3}$	м/с	-	-	-	-	-
1	0,393	1,963	0,2	32719	0,663	0,338	69,02	0,611	144,4	11,38	1,992
2	0,589	1,963	0,3	38364	0,802	0,409	36,24	0,521	96,43	7,57	1,992
3	0,785	1,963	0,4	44009	0,959	0,488	22,11	0,454	72,18	5,69	1,992
4	0,981	1,963	0,5	49653	1,126	0,574	14,72	0,403	57,58	4,55	1,992
5	1,178	1,963	0,6	55300	1,301	0,662	10,465	0,362	48,05	3,80	1,992
6	1,374	1,963	0,7	60943	1,480	0,754	7,755	0,328	41,31	3,25	1,992