

Ш.Ж. Имомов



ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ  
РЕКУПЕРАЦИИ ТЕПЛОВЫХ  
ОТХОДОВ БИОГАЗОВЫХ  
УСТАНОВОК

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО И ВОДНОГО ХОЗЯЙСТВА  
РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ИРРИГАЦИИ И МЕЛИОРАЦИИ**

**Ш.Ж.Имомов**

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РЕКУПЕРАЦИИ  
ТЕПЛОВЫХ ОТХОДОВ БИОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК**

Тошкент  
Издательство “Фан”  
2011

УДК621.22.013.001.5

Имомов Ш.Ж. Технологические основы рекуперации тепловых отходов биогазовых установок. Ташкент: Фан, 2011 161 с.

В монографии обобщен материал, касающийся рекуперации тепловых отходов биогазовых установок. Описаны методы и средства переработки органических отходов животноводческих ферм и комплексов. Технология метанового сбраживания биомассы и анализ основных направлений повышения энергетической эффективности установок метанового сбраживания, а также энергетические затраты системы переработки отходов метанового сбраживанием. Разработана математическая модель процесса теплопередачи при возвратно – поступательном перемешивании теплоносителей в обеих средах рекуператора одновременно. Кроме этого приведена методика инженерного расчета рекуператора биогазовых установок.

Для научных, научно-технических и инженерно – технических работников, аспирантов, магистров и студентов вузов.

Табл. 13 Ил. 52. Библиогр. 170 назв.  
частота

**Ответственный редактор**

Доктор технических наук, академик **Ш.У.Юлдашев**

**Р е ц е н з е н т**

доктор технических наук, профессор **Шарипов К.А.**

## ВВЕДЕНИЕ

Стратегические направления развитие энергетики в Республике Узбекистане предусматривают широкое использование нетрадиционных источников энергии, в том числе и энергии органической биомассы (навоз, выжимки сельскохозяйственных продуктов, отходы полеводства и др.) [1].

Расчеты показывают, что при переработке жидких стоков животноводческих, птицеводческих ферм и малых фермерских хозяйства, а также органических отходов пищевых производства на биогаз ежегодно можно получать в три раза больше энергии, чем производят атомные электростанции страны [2,9]. С проблемой утилизации отходов тесно смыкается другая - все более обостряющаяся - охрана окружающей среды, которая также требует интенсивной и рациональной переработки отходов животноводства. Концентрация птицеводчество и животноводства, как известно, связана с проблемой утилизации отходов ферм. Современная биотехнология предусматривает любые превращения субстрата в кормовой продукт и обратно [2,3,4]. Целесообразность осуществления таких процессов определяют главным образом санитарно-эпидемиологические и в меньшей мере технические факторы.

В последние годы разработаны и внедряются в хозяйствах био-реакторы нового поколения. Ускорение процесса биохимических превращений достигается в них за счет интенсивного отвода газообразных продуктов при пониженном давлении и возвратно-поступательного перемешивания биомассы. Но их испытания показали, что производительность биогазовых установок находится в функциональной зависимости от температуры процесса. Чтобы получить необходимую для процесса сбраживания температуру и поддерживать ее на постоянном уровне, следует прежде всего подогревать до нужной температуры подаваемую в камеру биомассу. В биогазовая установка с "классической"

схемой энергоснабжения затраты товарного биогаза на собственные нужды доходят до 80-90%, а иногда даже до 100%. При этом на подогрев вновь загруженной массы расходуется 80-90% энергии от общих затрат [6]. Существующие теплообменники, применяемые в биогазовая установка, предусмотренные для отбора тепловых отходов, смогут снизить эти затраты только при увеличении их габаритных размеров, но при этом соответственно увеличивается затрата на их изготовление и эксплуатацию. Поэтому для уменьшения энергетических затрат в биогазовая установка необходимо интенсифицировать процесс рекуперации теплоты и разработать конструкцию рекуператора повышенной производительности. Эти недостатки биогазовых установок обусловили научно - практическую целесообразность проведения исследований, основным содержанием которых явилось обоснование технологических параметров рекуператора тепловых отходов биогазовых установок для обработки жидкого навоза.

Для достижения этой цели были изучены современные технологии и технические средства обеспечения рекуперации теплоты переработанного навоза в биогазовых установках и предложена новая конструкция рекуператора. Разработаны математические модели процесса теплообмена в рекуператоре, в котором осуществляется возвратно-поступательное перемещение навоза; получена опытная зависимость для определения коэффициента теплопередачи при возвратно - поступательном движении жидкого навоза крупный рогатый скот в рекуператоре, установлены оптимальные технологические параметры его работы. На основании полученных теоретических и экспериментальных зависимостей была разработана методика инженерного расчета рекуператора.

## СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

ВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕХНОЛОГИИ ПЕРЕРАБОТКИ БИОМАССЫ МЕТОДОМ МЕТАНОВОГО СБРАЖИВАНИЯ.	
1.1. Состоянии проблемы технологии метанового сбраживания органических биомасс .....	9
1.2.Современные способы и устройства для перемешивания сбраживаемого навоза в биогазовой установке.....	13
1.3. Энергетические затраты системы переработки отходов метановым сбраживанием.....	18
1.4. Анализ основных направлений повышения энергетической эффективности установок метанового сбраживания .....	26
1.5. Типы и характеристика применяемых рекуперативных теплообменных аппаратов и методы интенсификации теплообмена в них.....	46
ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЛАБОРАТОРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕКУПЕРАЦИИ ТЕПЛОТЫ ПРИ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИИ ПОТОКОВ ЖЫДКОГО НАВОЗА В РАБОЧИХ ОБЪЕМАХ РЕКУПЕРАТОРА	
2.1. Описание конструкции биогазовая установка с рекуператором.....	52
2.2. Математическая модель процесса теплопередачи при возвратно-поступательном перемешивании теплоносителей одновременно в обеих средах рекуператора .....	57
2.3.1. Описание лабораторной установки.....	72
2.3. Проверка адекватности математической модели II.....	72
2.3.2. Методика проведения опытов.....	78
2.3.3. Анализ и обсуждение результатов.....	82

## Г л а в а 3. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1. Программа экспериментальных исследований.....	87
3.2. Описание экспериментальной установки.....	87
3.3. Методика проведения опытов на экспериментальной установке ....	92
3.4. Методика определения оптимальных технологических параметров эксплуатации рекуператора биогазовой установки.....	96

## Г л а в а 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РЕКУПЕРАТОРА БИОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ И ИХ АНАЛИЗ.....

4.1. Влияние режимных параметров рекуператора на процесс теплообмена .....	101
4.1.1. Влияние влажности навоза на интенсивность теплообмена.....	101
4.1.2. Влияние относительной продолжительности стадии перемешивания в единичном цикле "перемешивание - отлёжка" на процесс теплообмена.....	104
4.1.3. Влияние частоты полного - обрушивания (частоты пульсаций) на процесс теплопередачи в рекуператоре.....	111
4.2. Влияние технологических параметров рекуператора на процессе теплообмена методом планирования эксперимента. Постановка задачи оптимизации процесса.....	112
4.2.1. Результаты экспериментальных исследований.....	112
4.2.2. Анализ результатов экспериментальных исследований.....	123
4.3. Определение влияния режимных параметров на коэффициент теплопередачи .....	138

## Глава 5. МЕТОДИКА ИНЖЕНЕРНОГО РАСЧЕТА ПРИМЕНЕНИЯ РЕКУПЕРАТОРА

5.1. Методика инженерного расчета рекуператора биогазовой
---

установки .....	144
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	149
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ЛИТЕРАТУРЫ.....	150



## Г л а в а I. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПЕРЕРАБОТКИ БИОМАССЫ МЕТОДОМ МЕТАНОВОГО СБРАЖИВАНИЯ

### 1.1. Состоянии проблемы технологии метанового сбраживания органических биомасс

Метановое сбраживание биомассы (навоз и т.п.) является многоступенчатым процессом, осуществляющимся при участии разнообразных микроорганизмов и протекающим в определенной последовательности (рис.1.1) [44,50]. В 1875 году Попов [17] впервые исследовал горючий газ, выделяющийся из разных сложных субстратов. Он определил, что конечными продуктами разложения целлюлозы являются метан ( $\text{CH}_4$ ), водород и углекислый газ, причем оптимальная для образования метана, по его данным, является температура составляющая  $+ 40^\circ\text{C}$ . Продолжая эти исследования, Гоппе - Зейяер (1887) впервые начал изучать процесс анаэробного распада слоя жирных кислот. Он наблюдал распад ацетата кальция в присутствии речного ила в длительных опытах (несколько месяцев) и получил углекислоту и метан в соотношении 1:2.

Бусвел и Ниве (1930) экспериментальным путем доказали, что все жирные кислоты, в результате брожения распадаются до газообразных продуктов с образованием углекислого газа и метана. Брожение называется метановым, так как одним из основных конечных продуктов распада органических веществ является метан. При этом участвуют облигатные анаэробные бактерии таких как: *Clostridium*, *Bacteroides*, *Ruminococcus*, *Butyrivibrio*, а также факультативные: *Escherichia coli* и *Bacillus*. На второй стадии ацетогенные микроорганизмы, такие, как *Syntrophobacter*, *Syntrophomonas*, *Desulfovibrio* ферментируют  $\text{H}_2$  и  $\text{CO}_2$  одноуглеродные соединения, а также некоторые более сложные вещества в низкомолекулярные органические кислоты через промежуточное образование ацетил – КоА [47].

Графическая иллюстрация кинетического хода трехстадийного анаэробного распада органического вещества и процентный переход энергосодержания сложных органических веществ в метан на каждой стадии, представленные в виде данных о химическом потребности кислорода (ХПК)

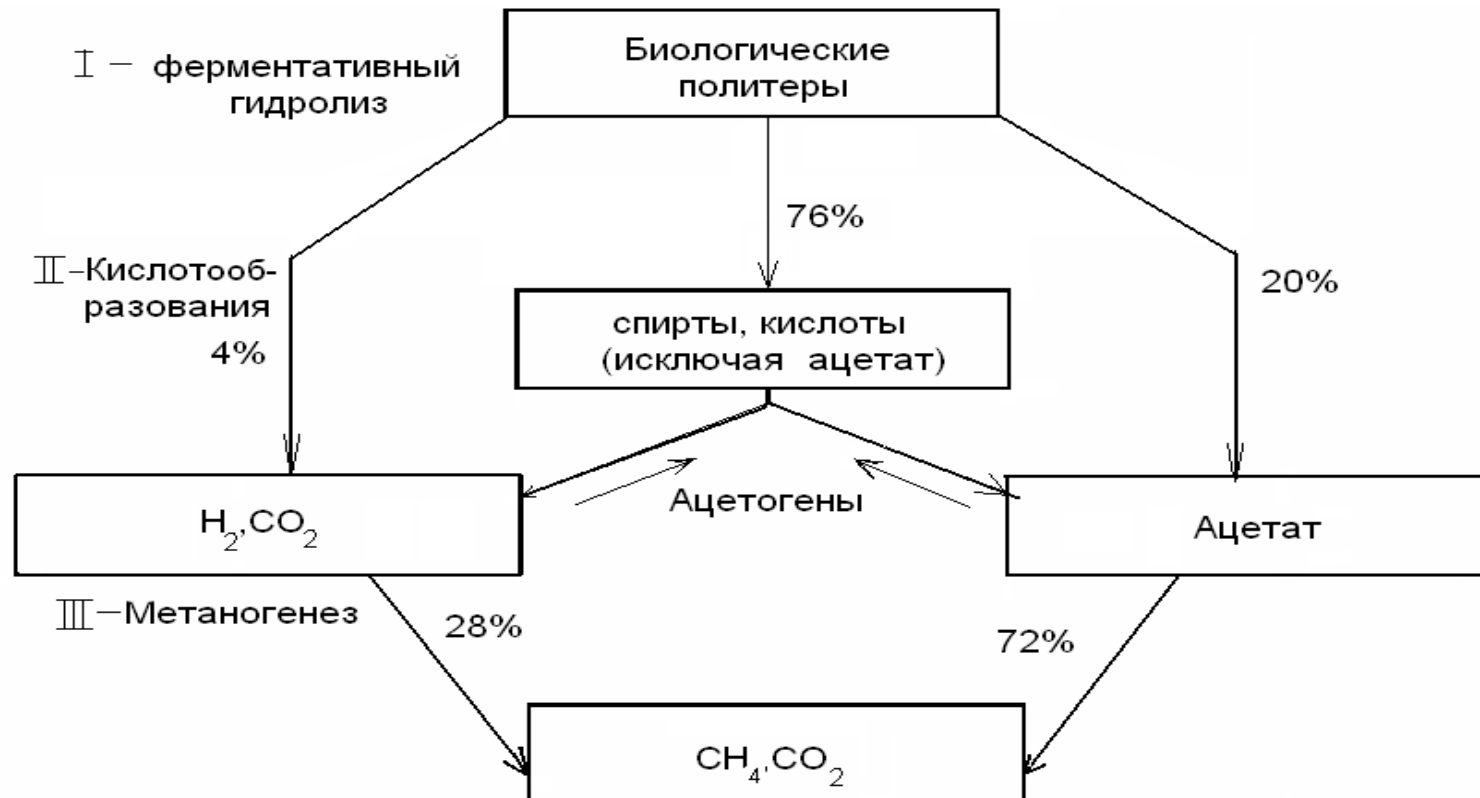


Рис.1.1

Деятельность метанобразующих бактерий и соответственно объем биогаза, получаемого в результате сбраживания, зависит от температуры, кислотности среды, ее щелочности, содержания летучих жирных кислот, питательных веществ, соотношения между углеводами, азотом и от других факторов [4-16,44,46,50,51,65].

Большое содержание летучих жирных кислот при загрузке в метантенк оказывает неблагоприятное воздействие на процесс - понижает рН среды метантенка [44], изменяет оптимальное соотношение микроорганизмов в метантенке [18], вследствие чего нормальный ход процесса метанового брожения нарушается [44]. Большинство авторов считают [18,44,46,51], что концентрация летучих жирных кислот в загружаемом навозе не должна превышать 8000 мг/л.

P.N. Хобсон [118] и M. Кухтера [119] наблюдали резкое снижение газовыделения при 86%-ной влажности навоза. Это происходит в связи с нарушениями технологического процесса.

Процесс метанового сбраживания протекает оптимально при влажности от 90 до 97% [12-21,44,46,51,65,118].

Воздействие температуры на процесс метанового брожения исследовались в работах [26,31-36]. Было установлено, что температура является одним из важнейших факторов процесса. В природе  $\text{CH}_4$  образуется в широком диапазоне температур. В ледниках метан образуется при  $0^\circ \text{C}$ , в болотах - при  $4-15^\circ \text{C}$ , желудках -  $39$ , в горячих родниках - при  $97^\circ \text{C}$  [26].

Обычно выделяют три температурные зоны жизнедеятельности метанобразующих бактерий: психрофильную, мезофильную и термофильную. Исследователи по-разному принимают для различных зон границы температурные зоны метанового брожения: согласно [35] для мезофильной зоны -  $20-40^\circ \text{C}$ , термофильной -  $40-60^\circ \text{C}$ ; тогда как по [36] границами являются: для мезофильной зоны -  $5-45^\circ \text{C}$ , термофильной -  $45-$

60°C. Однако большинство авторов предлагает следующее разделение температурных зон: психрофильная зона - до 20°C, мезофильная зона - 20°-40°C, термофильная зона - 50°-60°C [26,35,36,44,51,68]. Кроме того, считают, что чем выше температура, тем уже должны быть пределы температурных зон [123].

Вышеприведенными исследователями установлено также, что в процессе метанового сбраживания оптимальное значение pH составляет 7,2-7,6. По данным других авторов, оптимум pH приходится на следующие их диапазоны: 6,5 - 7,5 [125], 7,0 - 7,2 [129], 7,5 - 8,0 [57], 7,7 - 7,6 [20], 7,4 - 7,6 [126], 6,6 - 7,8 [67].

К факторам, влияющим на интенсивность газовыделения, относится доза загрузки биореактора в сутки (или период брожения органического биомассы) (Д,%). Ее выражают как процентное отношение объема загружаемого сырья ( $O_{zc}$ ) к объему сырья в метантенке ( $O_{cb}$ ) [46]:

$$D = \frac{O_{zc} \times 100\%}{O_{cm}} \quad (1)$$

или как отношение массы сухого органического вещества в загружаемом сырье (СОВ)  $M_{сов}$  к объему сырья в метантенке [ 69 ]

$$D_{сов} = \frac{M_{сов}}{O_{c.m.}} \quad (2)$$

Степень разложения СОВ снижается с повышением дозы загрузки [69,127,128]. Использование различных доз загрузки в большой мере зависит от температуры процесса: при высоких температурах процесс протекает более интенсивно. А.С. Хасимото считает [129], что для навоза КРС можно использовать гораздо более высокие дозы загрузки при термофильной температуре (около 20 кг СОВ/(м<sup>3</sup>.сут), чем при мезофильной температуре (около 7 кг СОВ/(м<sup>3</sup>.сут). Кроме того, от дозы загрузки зависит время технологической выдержки (ВТВ) биомассы в метантенке.

ВТВ - это время, в течение которого в реактор загружают свежую биомассу и выгружают сброженную биомассу, равную объему сырья в метантенке. Это происходит в непрерывной системе (свежую биомассу, загружают в камеру сбраживания непрерывно или отдельными порциями через определенные промежутки времени [44,65], при этом, удаляя соответственно такое же количество сбраживаемой биомассы с полным смешиванием во всем технологическом объеме). В большинстве случаев ВТВ выбирают в зависимости от температуры, степени разложения и состава сырья в следующих интервалах: при 10 - 25°C - до 30 сут, при 25 - 45°C - от 10 до 20 сут и при 45 - 60°C - от 8 до 4 сут.

Б.Ф. Рахматов анализируя влияние объемного перемешивания на интенсивность метанового сбраживания [69] делает вывод, что его роль заключается в предотвращении коркообразования в начальный период сбраживания, так как при последующих дозах загрузки потребность в перемешивании снижается. С другой стороны, много и противоположных мнений [26,48,50,51,54], указывающих на целесообразность применения перемешивания биомассы в продолжении всего периода брожения.

## 1.2. Современные способы и устройства для перемешивания сбраживаемого навоза в биогазовой установке

Интенсивность процесса метанового сбраживания в значительной мере; зависит от применения или отсутствия перемешивания сбраживаемого навоза [11,36]. Перемешивание позволяет:

- 1) поддерживать однородность распределения загружаемого сырья и постоянный контакт его с микроорганизмами, что дает возможность максимально утилизировать свежие питательные вещества;

2) сохранять на низком уровне концентрацию продуктов распада, так как они равномерно распределяется по всему объему;

3) обеспечивать однородность среды как по температуре, так и по концентрации питательных веществ, что создает наилучшие условия жизнедеятельности бактерий;

4) устранять концентрацию ингибирующих веществ в <sup>1</sup>чшкой. то отдельной зоне технологического объема сбраживания, что ограничивает их влияние на интенсивность процесса метанового сбраживания;

5) предотвратить образование корки и неподвижного густого осадка.

В настоящее время используются различные способы перемешивания сбраживаемого навоза, которые условно можно разделить на четыре:- перемешивание механическими мешалками;

- перемешивание за счет принудительной циркуляции;

- перемешивание барботажем биогаза;

- перемешивание за счет естественной циркуляции нагреваемого навоза

Выбор системы перемешивания зависит от конструкции биореакторов. Некоторые варианты перемешивания для вертикальных реакторов показаны Мешалки (рис. 1.2, б; 1.2, в; 1.3, б; 1.3, в ) достаточно эффективно и с допустимым расходом энергии применяют для работы небольших биореакторов при использовании тяжелых субстратов. В небольших установках с незначительным выходом биогаза использует механические мешалки с ручным приводам .

Содержимое крупных реакторов, в особенности цилиндрической формы, перемешивают гидравлическим способом (рис 1.2, г-е), т. е. при помощи струи жидкого навоза. В многочисленных установках метанового сбраживания для перемешивания навоза применяют системы с подвижным соплом. Сложный процесс распада высокомолекулярных соединений в анаэробных условиях осуществляют метанообразующие бактерии или

## Системы перемешивание в вертикальных биореакторах

а- с передвижением газгольдера; б, в - с механической мешалкой; г - с помощью насоса (выгрузка над коркой); д - насосом (выгрузка под коркой); е - механической мешалкой и струями жидкости; ж - биогазом ; з - биогазом и циркуляцией жидкости; и- биогазом и жидкостьюю.

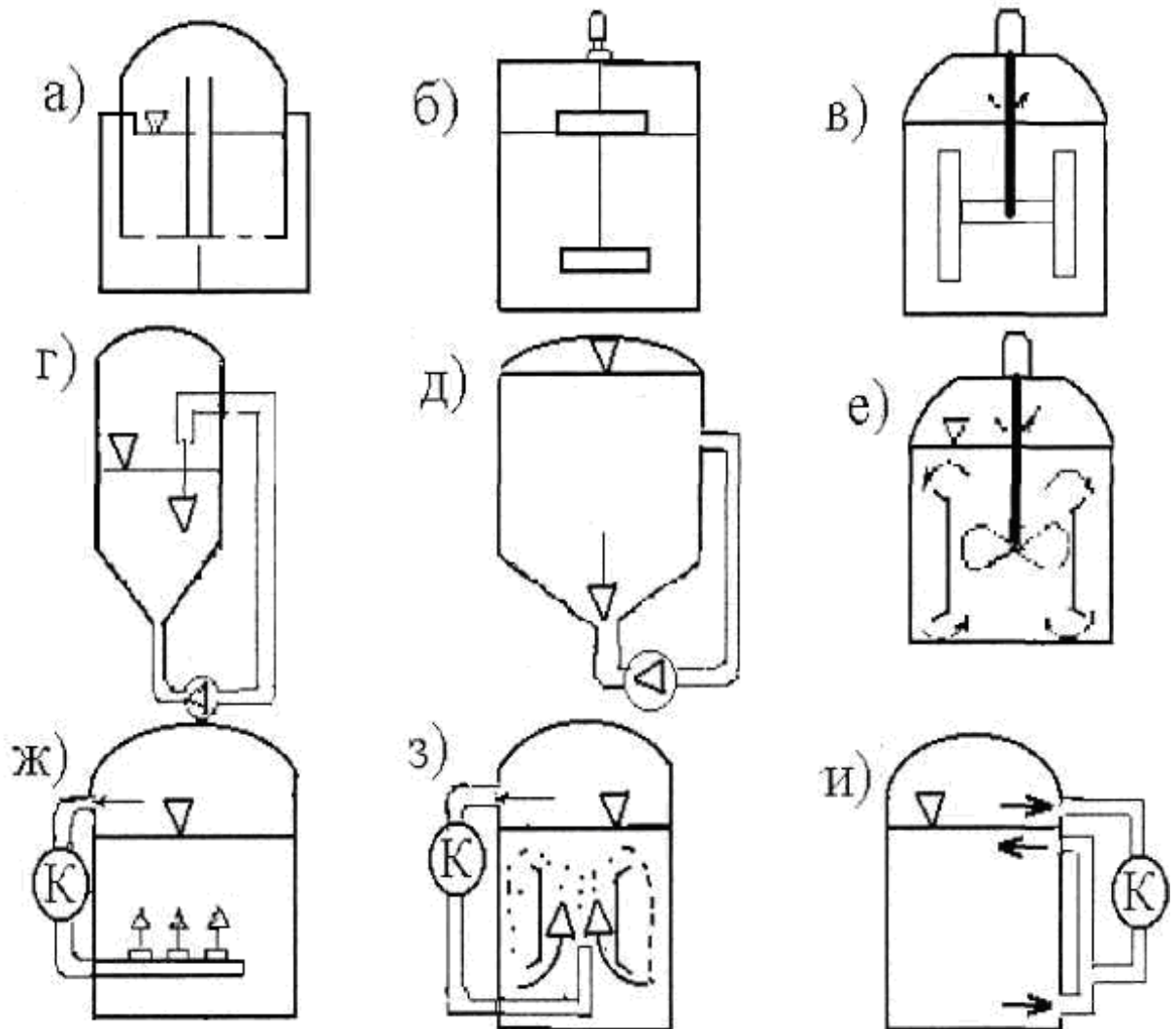


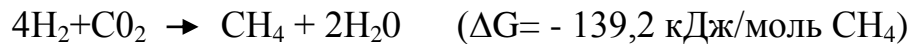
Рис. 1.2

метаногены, для которых нужен строжайший анаэробиз и температура извне [51].

Процесс анаэробного распада органического вещества протекает в три

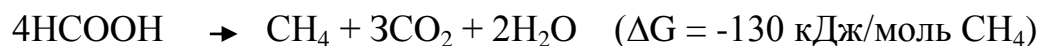
стадии (см.выше): I стадия - ферментативный гидролиз, II стадия - кислотообразование, III стадия - метаногенез. В частности, для стадии метаногенеза характерны следующие реакции:

1. Взаимодействие водорода и углекислого газа. Некоторые бактерии используют эту смесь как единственный субстрат роста [17]:

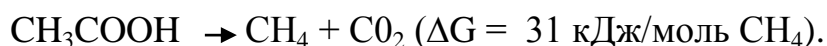


При этом клетки используют одновременно газообразный водород и водород, входящий в состав молекул воды.

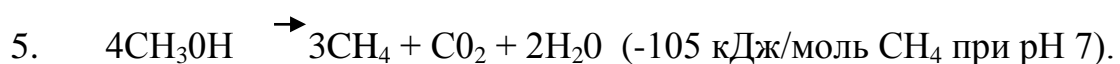
1. Реакция превращения формиата в метан и воду, протекающая по следующему механизму:



3. Более важным субстратом для метаногенеза является ацетат, который образуется благодаря деятельности ацетогенных бактерий. Количество  $\text{CH}_4$ , образующегося из ацетата (ацетогенная стадия) в метантенке, по которым данные составляют до 72% от общего количества ацетата [23,64].

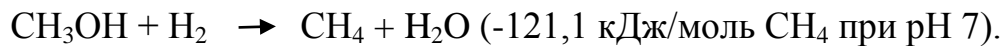


4. Метанол с образованием  $\text{CH}_4$  участвует в реакции дисмутации, в ходе которой одна молекула утилизируемого субстрата окисляется до муравьиной кислоты, другая восстанавливается до  $\text{CH}_4$  и  $\text{H}_2$ . Конечный процесс метаногенеза описывается [17] уравнением

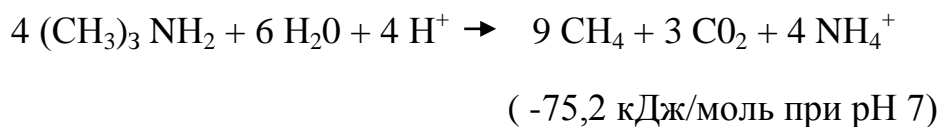
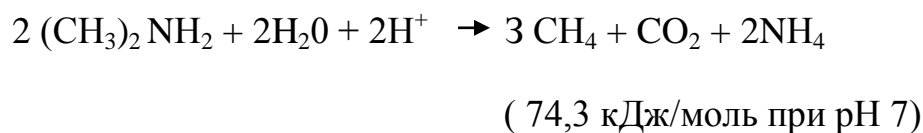
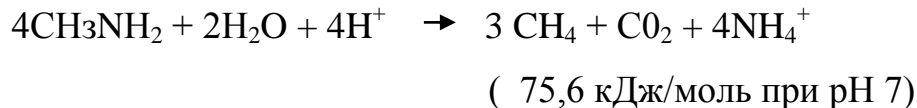




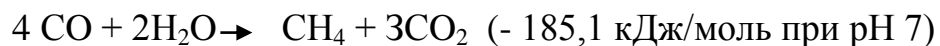
Никакие другие комбинации субстратов этот организм не утилизирует. Реакция протекает следующим образом [ 17,19 ]



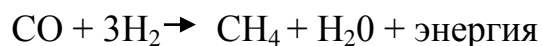
В последние годы выделено и описано несколько новых микроорганизмов, которые для своего роста используют метиламины [17,18,19]:



По данным некоторых авторов [17,20,21,58,59] ряд видов бактерий образуют метан из окиси углерода:



или



Таким образом, проведенный анализ показывает:

1. Технология метанового сбраживания - это сложный много ступенчатый и многостадийный процесс.
2. Суммарный энергетический баланс реакций метаногенеза отрицателен.
3. Существует два оптимальных значения температурного режима процесса метаногенеза - мезофильный (35°C) и термофильный (55°C).
4. Осуществление и интенсификацию процесса метанового сбраживания можно добиться, соблюдая жесткие технологические тре-

бования к параметрам процесса, а также постоянным его контролем.

5. Мало изучено влияние на интенсивность процесса метанового сбраживания температуры загружаемой дозы и ее разделения на слои с различными концентрациями органических веществ.

### 1.3. Энергетические затраты системы переработки отходов метановым сбраживанием

В существующих биогазовых установках процесс метанового сбраживания является энергоемким. На его поддержание расходуется значительная часть выделяемого биогаза, который может быть использован как товарный. Энергия при этом затрачивается:

- на измельчение и перекачивание биомассы (навоза);
- на подогрев вновь загружаемой биомассы и компенсацию теплопотерь в окружающую среду с целью поддержания необходимой температуры биомассы в процессе ее сбраживания;
- на перемешивание биомассы.

Из анализа литературных источников [14,16,20,40,46,64,65,80] следует, что расход энергии на измельчение и перекачивание биомассы, а также теплопотери через поверхность метантенка в окружающую среду, зависящие от применяемой теплоизоляции составляют незначительную часть от общих затрат энергии (до 7%).

Термофильный режим сбраживания, который в последнее время получил наибольшее распространение, обуславливает более высокую скорость распада органического вещества, более высокий выход биогаза и более высокую степень обеззараживания [10,40,67,68]. Вместе с тем, сбраживание отходов в термофильном режиме температур, некоторые исследователи считают неэкономичным из-за высокой потребности в энергии и существующего представления о нестабильности эксплуатации

метантенков при высоких температурах [67,134].

Сравнительно быстро обновляемая биомасса в объеме метантенка обычно требует большого количества затрат энергии на поддержание теплового режима брожения.

Вайсом с соавт. установлено [68,69], что при 60° С выход метана (CH<sub>4</sub>) в 2,5 раза больше, чем при 37°С. При этом время пребывания биомассы в метантенке существенно сокращается, Пфеддер наблюдал четырехкратное увеличение скорости процесса при 60°с по сравнению с таковой при 35°с для культур, использующих домашние отходы [46].

Термофильный режим характеризуется также более высокой технико-экономической эффективностью по сравнению с мезофильным и психрофильным режимами. В большинстве существующих установок расход теплоты на нагрев биомассы, поступающей в метантенк, составляет значительную часть затрачиваемой энергии на переработку биомассы (табл.1.1).

Анализируя затраты энергии в биогазовая установка, П.В.Богданов в своей работе [87] приводит данные по биогазовой установке Пярнуской межколхозной свинофермы для мезофильного режима брожения (табл. 1.2).

Из этой же таблицы видно, что основная часть затрат энергии (> 73%) приходится на подогрев навоза до температуры сбраживания. Для термофильного режима этот показатель имеет еще большее значение.

Исследователи [36,45] считают, что расчет теплового баланса возможен, если в каждом конкретном случае, для установки определенной конструкции и размеров, а также для определенного вида навоза (КРС, свиной, овечий и т.п.) будут известны подача и влажность навоза, состав биогаза и количество теплоты, выделяемой при сгорании биогаза.

Таблица 1.1.

Данные по расходу энергии в биогазовых  
установках

Страна Мира	Показатели				
	емкост метантен- ка, м <sup>3</sup>	темпера- тура процесса °С	Расход энергии на перемешивание навоза,%% от общего расхода теплоты	Расход энергии на нагрев, вновь загру- жаемого навоза в % % от общего расхода теплоты	Расход энергии на компенсацию тепловых потерь в % % от общего расхода теплоты
США «Колорадо- биогаз»	110	35	2,10	72,33	25,66
Финляндия «ЭНБОМ»	120	37	7,2	75,35	17,45
Англия «Биосистем»	160	50	9,2	75,4	15,4
Англия «Бритиш био- газ»	200	35	8,2	75,4	16,4
Чехия «Гидропроект»	6000	40	-	71,67	26,33
Дания «Клаухан»	80	35	12	77,6	22,4
Россия НИИКОМЖ	250	40	6,8	80,32	12,81

Для выбора, обоснования и расчета тепловых аппаратов, входящих в предлагаемую технологию переработки навоза и теплового баланса линии в целом необходимо знать основные теплофизические характеристики сбраживаемого навоза (температуропроводность  $\alpha$ ; вязкость  $\mu$ ; плотность  $\rho$ ; теплоемкость  $C$ ), зависимости, характеризующие теплоотдачу на границе "сбраживаемый навоз - ограждающая поверхность установки" [15,31,33,59,85]. Эти показатели в свою очередь зависят от температурного режима брожения.

Таблица 1,2

Удельный затраты энергии на работу биогазовая установка Пярнуской межколхозной свинофермы

Виды затрат	Удельный расход энергии навоза, МДж/м <sup>3</sup>	Доля затрат, %
Подогрев навоза	151,91	73,7
Теплопотери метантенка в окружающую среду	9,79	4,7
Эквивалентный расход энергии на электропривод (перекачиваний, перемешивание и т.п.)	29,27	14,2
Внутрицеховые нужды	15,30	7,4
Всего:	206,27	100%

Исследуя вышесказанные теплофизические характеристики А.А.Ковалев и П.И.Гриднев [98] пришли к выводу, что температуропроводность навоза КРС с повышением температуры и влажности  $W$  - увеличивается.

Причина этого заключается в повышении температуропроводности содержания свободной влаги и в отсутствии изменений в структуре макромолекул при изменении температуры. Аналогичный вывод следует из анализа зависимостей теплоемкости навоза от его температуры и влажности.

Плотность сбраживаемого навоза с увеличением содержания в нем сухого вещества в отличие от исходного навоза увеличивается. Минимального значения данный показатель достигает при температуре, характерной для термофильного режима сбраживания. При такой температуре идет интенсивный распад беззольного вещества. Выделяющийся газ не успевает прорываться сквозь слой навоза, скапливается в нем, что приводит к значительному увеличению первоначального объема.

Динамическая вязкость сбраживаемого навоза с увеличением его влажности от 86 до 98% и температуры с 15 до 70°C уменьшается соответственно с 1,4 до 0,008 Па с, что приводит к уменьшению затрат на перемешивание навоза в биогазовой установке.

Затраты энергии на перемешивание навоза в метантенке исследовались в трудах [44,46,51,69]. Результаты исследований по выявлению влияния перемешивания на выход метана в процессе метанового сбраживания, несмотря на большой объем выполненных экспериментов не однозначны [77]. А.С.Хасимото исследовал [78] влияние перемешивания навоза откормочных бычков в реакторе на выход биогаза и установил, что непрерывное перемешивание увеличивает выход биогаза на 8 - 11% по сравнению с перемешиванием в течение двух часов в сутки. Однако, в другом случае [14] Хошимото при тех же условиях процесса преимущество непрерывного перемешивания не выявил. Поэтому вопрос об оптимальном режиме перемешивания не выявил. Поэтому вопрос об оптимальном режиме перемешивания навоза в метантенке еще

окончательно не решен.

Проведенные рядом авторов [51,79,80,87] лабораторные и производственные опыты показали, что перемешивание навоза в метантенке необходимо для получения максимального количества биогаза. С другой стороны, ряд авторов [44,81,82] считает, что с микробиологической точки зрения интенсивное перемешивание в метантенке не дает никаких преимуществ.

Проведенный А.Г. Пузанковым анализ литературных источников и собственные результаты автора показали, что затраты энергии на перемешивание, осуществляемым за счет создаваемого перепада давления биогаза с использованием эффекта многоуровневого поршневого движения навоза, практически в четыре раза меньше, чем с механическими и гидравлическими способами перемешивания [51]. На основании этого анализа следует принимать расход энергии равным  $0,5 \text{ Вт/м}^3$  навоза при поршневом перемешивании и  $20 \text{ Вт/м}^3$  навоза при механическом и гидравлическом способах перемешивания [87].

Относительный интервал длительности перемешивания варьировался от 6 до 100% и большей частью составлял менее 20%, что свидетельствует в пользу коротких интервалов перемешивания [87].

Исходя из этих интервалов перемешивания (4,8 часов/сутки), и расходов энергии на перемешивание сброживаемого навоза в метантенке необходимо затрачивать энергию  $0,085-0,34 \text{ МДж/м}^3$  навоза (сутки) [83,84,8].

Отсюда удельный расход энергии ( $\text{Дж/м}^3$  навоза) на перемешивание навоза в метантенке определяется по формуле:

$$E = (0,085 + 0,34) \times \tau_{сбр}, \quad (3)$$

где

$\tau_{сбр}$  - время сбразивания, сутки.

Проведенный анализ затрат энергии на поддержание оптимального режима перемешивания навоза в установке позволяет сделать вывод о наибольшей приемлемости способа перемешивания путем многоуровневого поршневого движения биомассы. Большинство авторов считают [43,44,81,82], что перемешиваемая биомасса в реакторе должна иметь ограниченную скорость (до 0,5 м/с), так как большая скорость движения субстрата с микробиологической точки зрения невыгодна. Кроме того, она хотя и приводит к повышению интенсивности теплообмена, но одновременно увеличивает и затраты энергии на перемешивание. Убедиться в этом легко, проанализировав известные уравнения теплоотдачи и гидравлических сопротивлений при турбулентном движении жидкости в трубном теплообменнике [ 92,93 ]

$$N_u = 0,021R_e^{0.8} \times P_z^{0.43} \quad (4)$$

$$\Delta P = \frac{\xi_{mp} \ell}{d} + \frac{\sum \xi_m \rho \omega^2}{2} \quad (5)$$

Где

$N_u$  - критерий Нуссельта;

$R_e$  - критерий Рейнольдова;

$P_2$  - критерий Прандтля;

$\Delta P$  - гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата на стороне данной рабочей среды ;

$\omega$  - скорость рабочей среды ;

$\rho$  - плотность среды;



$l$  - длина канала ;

$d$ -диаметр канала ;

$\xi$  - коэффициент трения ;

$\sum \xi_m$  - сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Из (1.2) и (1.3) находим

$$\alpha = A_1 \omega^{0,8},$$

$$\Delta \rho = A_2 \omega^{1,75}$$

где:  $A_1$  и  $A_2$  коэффициенты пропорциональности.

Из полученных соотношений видно, что увеличение скорости потока в два раза обеспечивает рост теплоотдачи в 1,75 раза, а рост гидравлического сопротивления в этом случае происходит до 3,4 раза.

Из вышеизложенных соображений следует, что нельзя рассматривать интенсификацию процесса изолированно от производимых при этом затрат энергии.

Таким образом, проведенный анализ затрат энергии на системы обеспечения в процесс метанового сбраживания позволит сделать вывод о том, что главное внимание при поиске путей снижения энергоемкости метанового сбраживания следует уделять системам рекуперации теплоты сброженного навоза и перемешивания биомассы в биореакторах. При этом, учитывая интенсивный способ обработки биомассы в термофильном режиме, целесообразно выбирать рекуператоры интенсивного действия. Кроме того, выбираемые аппараты должны удовлетворять требованиям, предъявляемым к установкам, работающим с неньютоновским характером жидкости, к числу которых относится биомасса.

#### 1.4. Анализ основных направлений повышения энергетической эффективности установок метанового сбраживания

Применяемые установки метанового сбраживания в зависимости от поставленных задач и вида отходов можно разделить на два типа:

1 - метантенки для обработки концентрированных органических отходов, как правило, сельскохозяйственных (навоз, растительные остатки и т.п.) с начальной концентрацией по органическому веществу (ОВ) до 10% и значительным количеством трудно конвертируемых примесей (целлюлоза, лигнин и др.) [46,51,98];

2 - метантенки для обработки разбавленных жидких отходов пищевой, микробиологической и других отраслей промышленности, в которых достигается высокая степень очистки этих отходов (до 95%) при небольшом времени технологических выдержек [46,51,98].

Метантенки первого типа в основном используются в сельском хозяйстве, где большее значение имеют начальные капитальные вложения и нет необходимости в достижении высокой степени конверсии органических веществ этих отходов, так как они после анаэробной конверсии могут применяться в виде обеззараженных органических удобрений. Как правило, эти метантенки работают в мезофильном режиме, а получаемый газ не очищается от примесей и используется для бытовых нужд или как топливо для газогенераторов.

Метантенки второго типа характеризуются более высокими капитальными и текущими затратами, но одновременно и увеличивающимся при этом удельным выходом биогаза (до 4-5 м<sup>3</sup> / (м<sup>3</sup> метантенка в сутки)). При больших временах удержания при помощи этих метантенков обеспечивается решение как энергетических, так и экологических проблем.

Биогазовые установки первого типа можно разделить на традиционные и современные установки промышленного типа.

Традиционные метантенки. Такой метантенк, как правило, состоит из одной герметичной емкости, заполняемой обрабатываемыми отходами. Режим работы реактора может быть как периодическим, так и полунепрерывным. Схематическое изображение такого типа метантенка представлено на рис.1.3 [27,28].

Основным недостатком традиционных метантенков является их низкая эффективность. Степень конверсии ОВ отходов не превышает 40%, а выход биогаза 0,3-1,3 м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup> метантенка) в сутки. Причем требуется длительная выдержка отходов в реакторе (не менее 10 суток) [51].

Наиболее распространенная схема китайской биогазовая установка представлена на рис.1.4. В данной установке бродильная камера и газгольдер, располагающиеся под землей, связаны между собой. Отсутствует подогрев и перемешивание, из-за чего процесс протекает стихийно, практически без контроля и поддержания параметров режима. По такому же принципу действует большое число установок в Индии и Корее.

Один из усовершенствованных вариантов установки системы "Дармштадт" (Германия), который успешно функционирует с 1962 года, показан на рис.1.5. В бродильной камере данной установки расположена специальная механическая мешалка со спицами, приводимая в действие электродвигателем. В процессе сбраживания поддерживается заданная температура путем введения пара. Температура сбраживания 30°C, экспозиция сбраживания 20 суток. Подземное расположение бродильной камеры ухудшает теплотехнические показатели процесса ввиду невозможности использования современных теплоизоляционных материалов

Схематическое изображение метантенков традиционного типа: а - с перемешиванием; б – двухсекционный с частичным разделением стадий

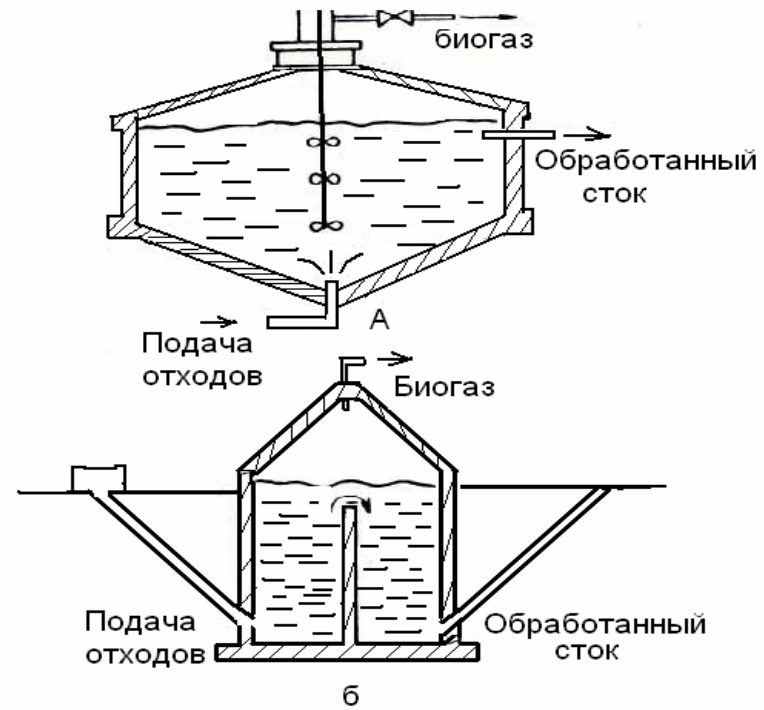


Рис.1.3

Китайская биогазовая установка: 1 - коровник; 2- манометр.; 3 - газопровод; 4 - газ к потребителю; 5 - отбор газа; 6 - водяная пробка; 7 - загрузочная горловина; 8,9 - навоз, и бытовые отходы; 10-газосборник; 11- бродильная камера; 12 - отбор сброженной массы; 13 - шлам

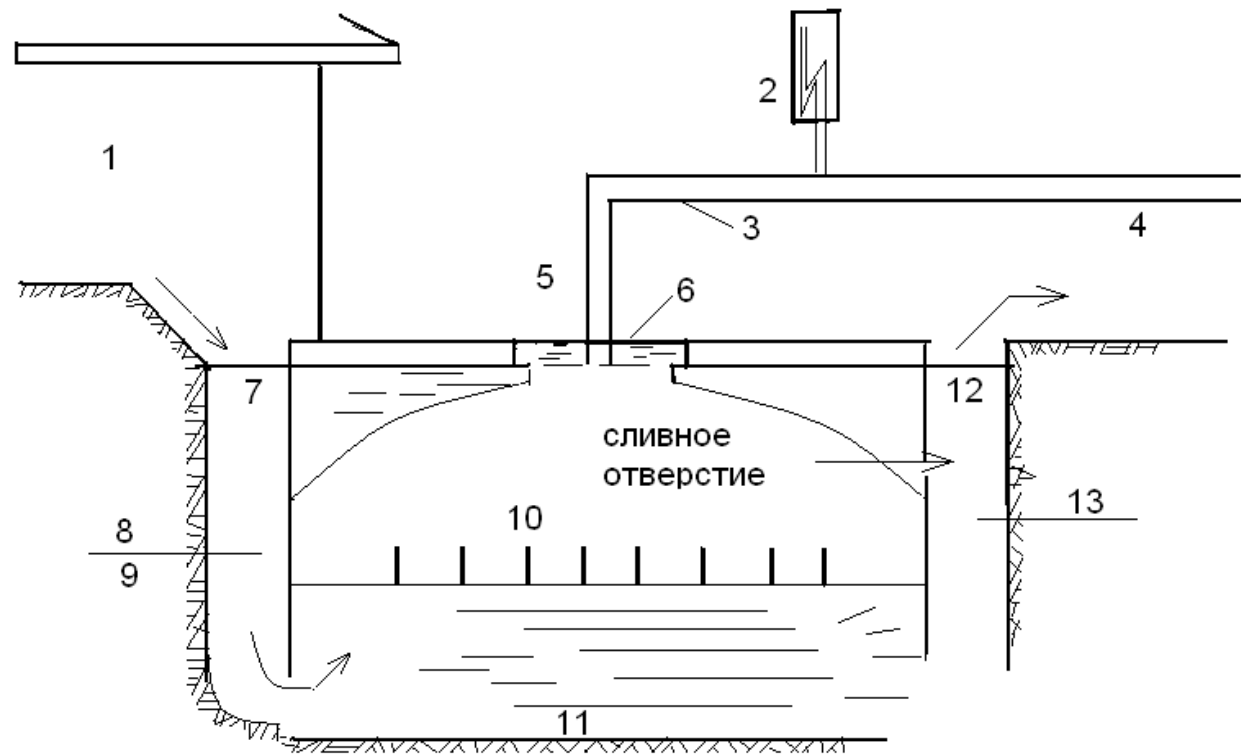


Рис.1.4.

Усовершенствованный вариант биогазовая установка системы "Дармштадт" (ФРГ): 1 - животноводческое помещение; 2 - реактор; 3 - хранилище для сброженного навоза; 4 - газопровод; 5 - механическая мешалка; 6 - газопровод; 7 - электропривод мешалки; 8 - грейфер для погрузки сброженного навоза

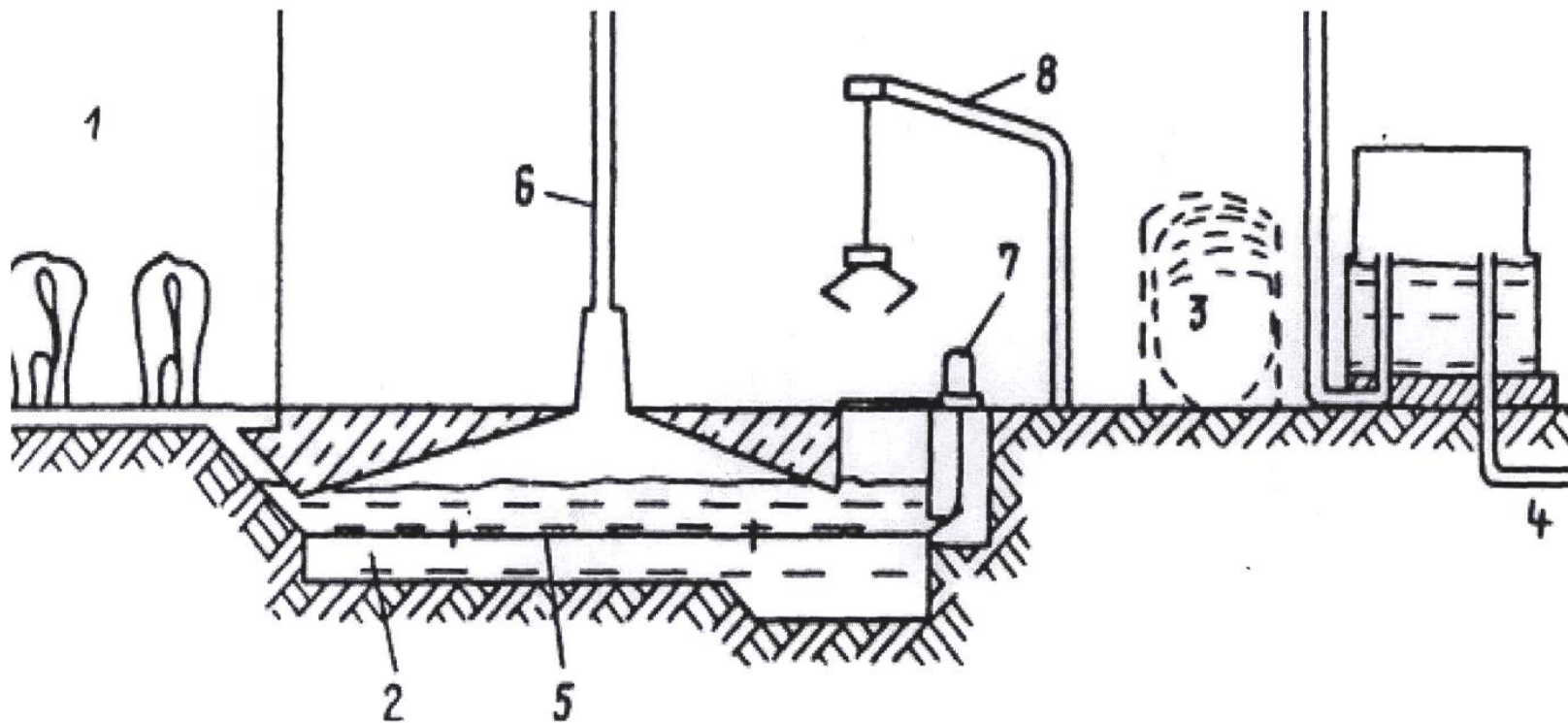


Рис. 1.5.

и сложности гидроизоляции установки. Кроме того, используемый способ перемешивания не исключает образования застойных зон, так как образование биогаза осуществляется по всей длине камеры сбраживания.

Некоторые французские биогазовая установка (рис.1.6) работают по методу Дюшелье - Исмана, заключающегося в том, что перед метановым сбраживанием субстрата происходит анаэробное окисление. Температура сбраживания 20-25°C. После загрузки навоза в реактор выработка газа происходит в течение трех месяцев, после чего цикл повторяется. Интенсивность газовыделения с одного м<sup>3</sup> камеры составляет 0,3 - 0,7 м<sup>3</sup> в сутки. Эксплуатация этих установок связана со значительными затратами труда на загрузку трехмесячного запаса сырья и выгрузку переработанной массы [51].

Биогазовая установка системы Шмитда - Эгерглюса, работающая по проточному способу загрузки и выгрузки субстрата, представлена на рис.1.7. В камере сбраживания автоматически поддерживается постоянная температура (35<sup>0</sup> С) и осуществляется перемешивание. Нагрев массы происходит в специальном устройстве, снабженный газовой горелкой, а перемешивание - путем продувки биогаза по трубопроводу через сбраживаемую массу компрессором. Выход биогаза составляет 1 - 1,2 м<sup>3</sup> / (м<sup>3</sup> метантенка) в сутки [51]. Однако возникает опасность флотации и интенсивного коркообразования в верхней части метантенка, кроме того, избыточное содержание биогаза в сбраживаемом навозе оказывает ингибирующее влияние на метанобразующие бактерии и приводит к увеличению объема сбраживаемого навоза и, следовательно, к снижению к.п.д. использования метантенка.

Таким образом, в традиционных метантенках осуществляется в основном мезофильный процесс при 50- 35°C, а термофильный процесс при 2 - 55°C, апробируется на макетных установках во многих лабораториях

Система Дюшелье - Исмана. (Франция): 1 - емкости для анаэробной обработки, навоза; 2 - наземные реакторы, 3 - защищенные теплоизоляционным материалом; 3- теплообменники; 4 - насос для перекачки навоза; 5 -газгольдеры низкого давления; 6 - газ потребителю

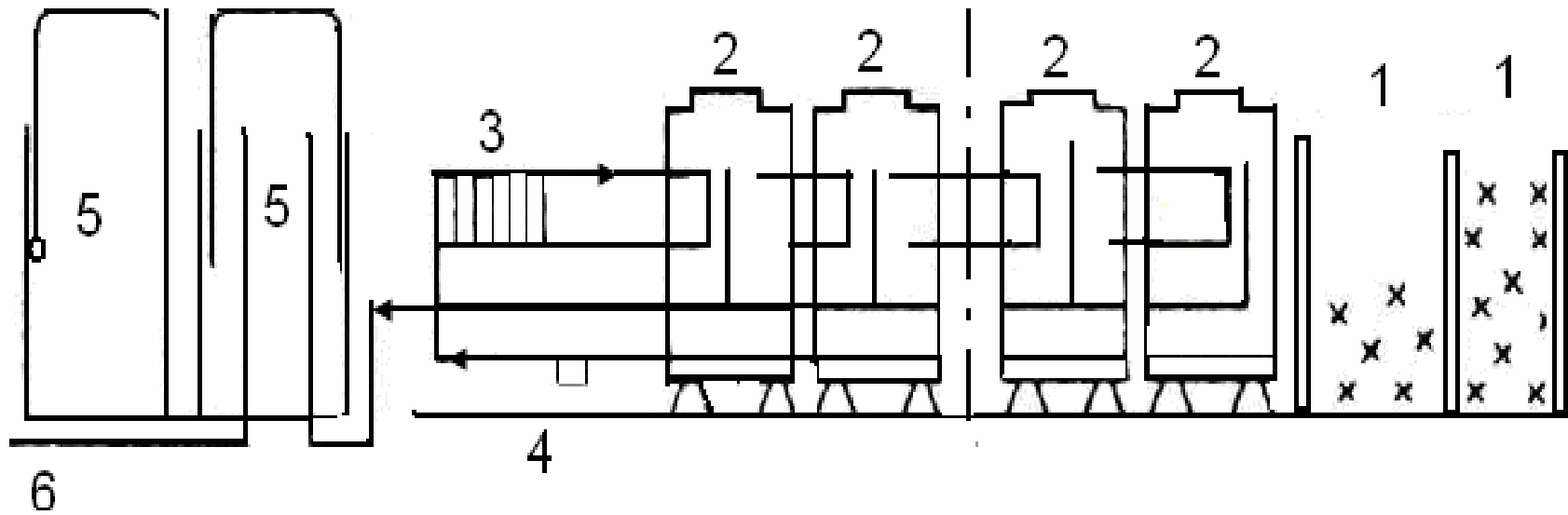


Рис.1.6



Усовершенствованный вариант системы Шмидта - Эгерлгаса: I - навозоприемник с насосом; 2 - газовый подогреватель; В - емкости для анаэробной переработки навоза; 4 - центрифуга; 5 - газгольдер низкого давления; 6 - твердая фракция сброженного навоза; 7 - промежуточная емкость; 8 - отделитель грубых включений; 9 - отстойник; 10 - активатор; II - накопительная емкость; 12 - газовые компрессоры; 13. - насосы; 14 - барбатыры; 15 - трубопровод отбора жидкой фракции из "бродильной емкости"

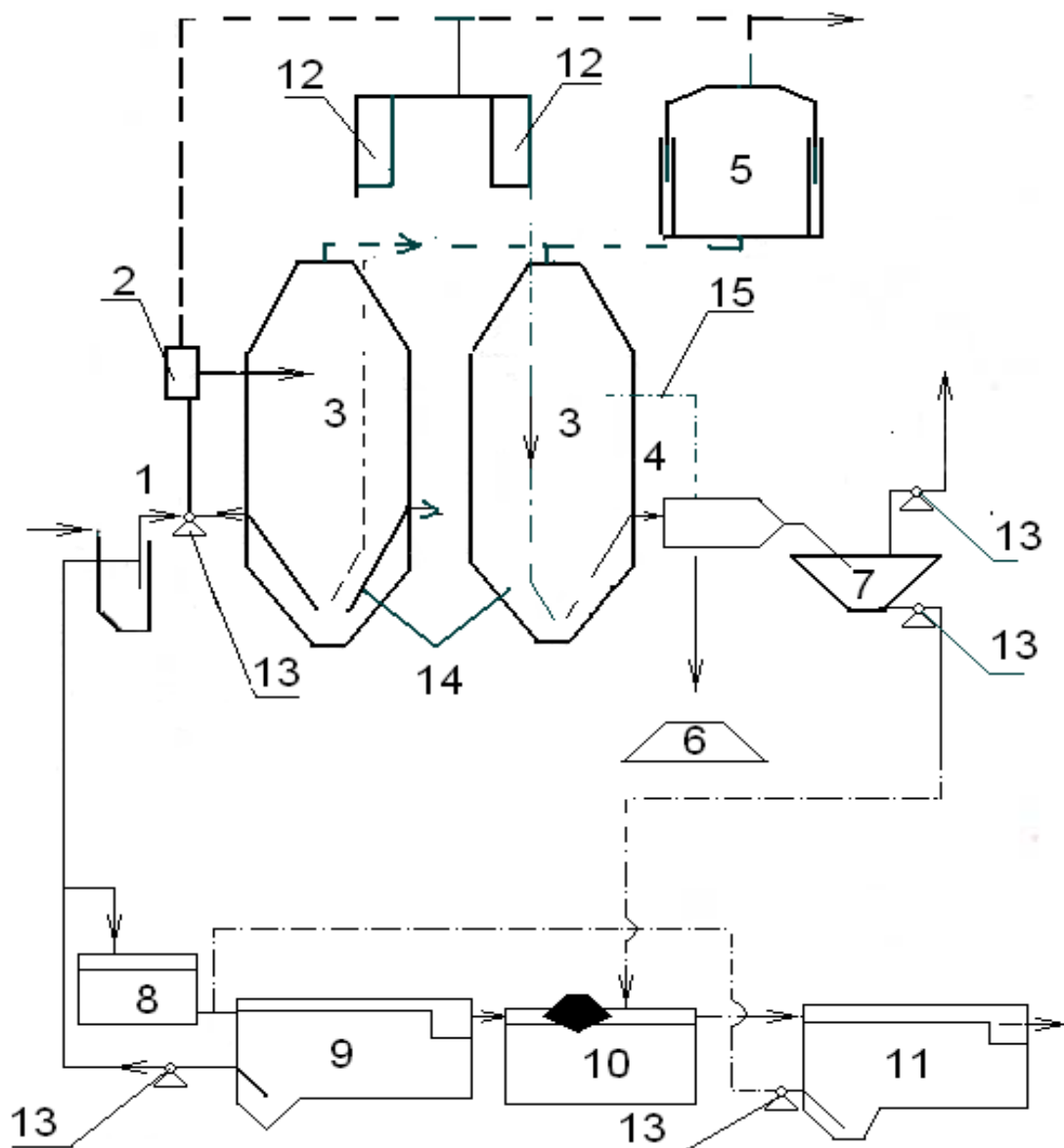


Рис. 1.6.

мира с целью создания оборудования, позволяющего интенсифицировать процесс анаэробного сбраживания отходов.

Результаты анализа возможностей рассмотренных установок показывают, что в них отсутствуют надежные способы перемешивания и практически отсутствуют непрерывный контроль биохимических показателей процесса подготовки сбраживаемого навоза, что приводит к нарушениям технологического режима, а порой и к полному его срыву. Кроме того, в традиционных биогазовая установка не предусмотрена система утилизации сбросной теплоты, что приводит к увеличению энергетических затрат на поддержание необходимого температурного режима в них. При этом отсутствует автоматизация технологического процесса, что обуславливает невысокий выход биогаза  $0,3-1,3 \text{ м}^3/(\text{м}^3 \text{ свежего навоза})$  в сутки, а экспозиция сбраживания может достигать 120 суток и более. Это неоправданно увеличивает объемы метантенков и капитальные затраты на их строительство.

Современные биогазовая установка промышленного типа. На современном этапе развития биотехнологии все более важное значение приобретает интенсификация процесса сбраживания и сокращение за счет этого его экспозиции, капитальных и эксплуатационных затрат. В установке, разработанной фирмой "Биосистем" (Швеция) достигнутое время технологической выдержки составляет 11-12 суток при удельном выходе биогаза  $1,8 \text{ м}^3 \text{ СН}_4/(\text{м}^3 \text{ метантенка})$  в сутки. Процесс ускоряется за счет введения предобработки сбраживаемой массы в выдерживателе, объем которого составляет 1/5 от объема метантенка (рис.1.8).

Установка фирмы "Энбом" (Финляндия), имеющая близкие к



Установка фирмы "Энбом" (Финляндия)

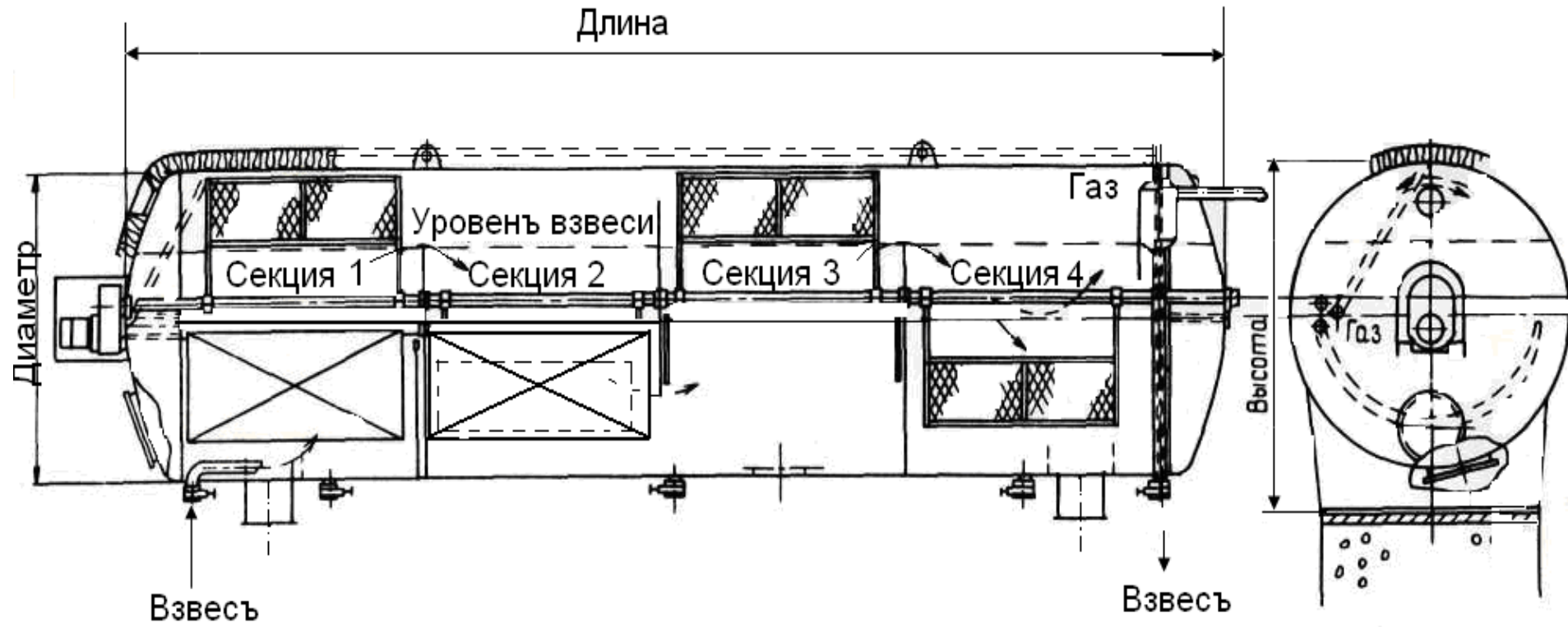


Рис . 1.8.

"Биосистем" характеристики и тип метантенка, не содержит выдерживателя, а многостадийность и связанная с этими интенсификация процесса обеспечиваются за счет секционной конструкции метантенка, создаваемой поперечными перегородками (рис.1.9). Однако применение горизонтальных метантенков ограничено по диаметру транспортными габаритами, а также большой длиной механических мешалок, расположенных вдоль оси [ 51].

Установка, разработанная фирмой "Клаухан" (Дания) представляет собой гибрид традиционного метантенка и анаэробного фильтра (рис.1.10). Здесь жидкая фракция сбраживается в анаэробном фильтре при значительном сокращении времени технологической выдержки до 1,5 суток. Однако данная установка сложна по конструкции, а интенсивность газовыделения сравнительно невысока  $1,5 \text{ м}^3/(\text{м}^3 \text{ свежего навоза})$  в сутки.

Биогазовая установка, разработанная Рос.НИИКОМжем совместно с Запорожским КТИСМ, и имеющая рабочий объем  $10 \text{ м}^3$  установлена в совхозе "Рассвет" Запорожской области (рис.1.11). В ней предусмотрено измельчение исходной биомассы и помещение ее в выдерживатель - подогреватель при температуре  $40^\circ\text{C}$ , Перемешивание в метантенке - возвратно-поступательное, при разряжении от 500 до 800 мм в.ст. На этой установке впервые было достигнуто минимальное время технологической выдержки сбраживания, составившее трое суток и получен выход биогаза около  $4,5 \text{ м}^3/(\text{м}^3 \text{ метантенка})$  в сутки.

Данная установка также не имеет рекуператора-утилизатора сбросной теплоты, из-за чего потенциальные возможности интенсификации процесса используются не полностью.

Метантенки второго типа, в свою очередь, можно разделить на метантенки без фиксации биомассы и с прикрепленной (Фиксированной биомассой).

Установка фирмы "Клаухан" (Дания) : 1- навозосборник; 2- блок разделения на жидкую и твердую фракцию ; 3- Анаэробный фильтр ; 4-энергитический блок ; 5-метантенк

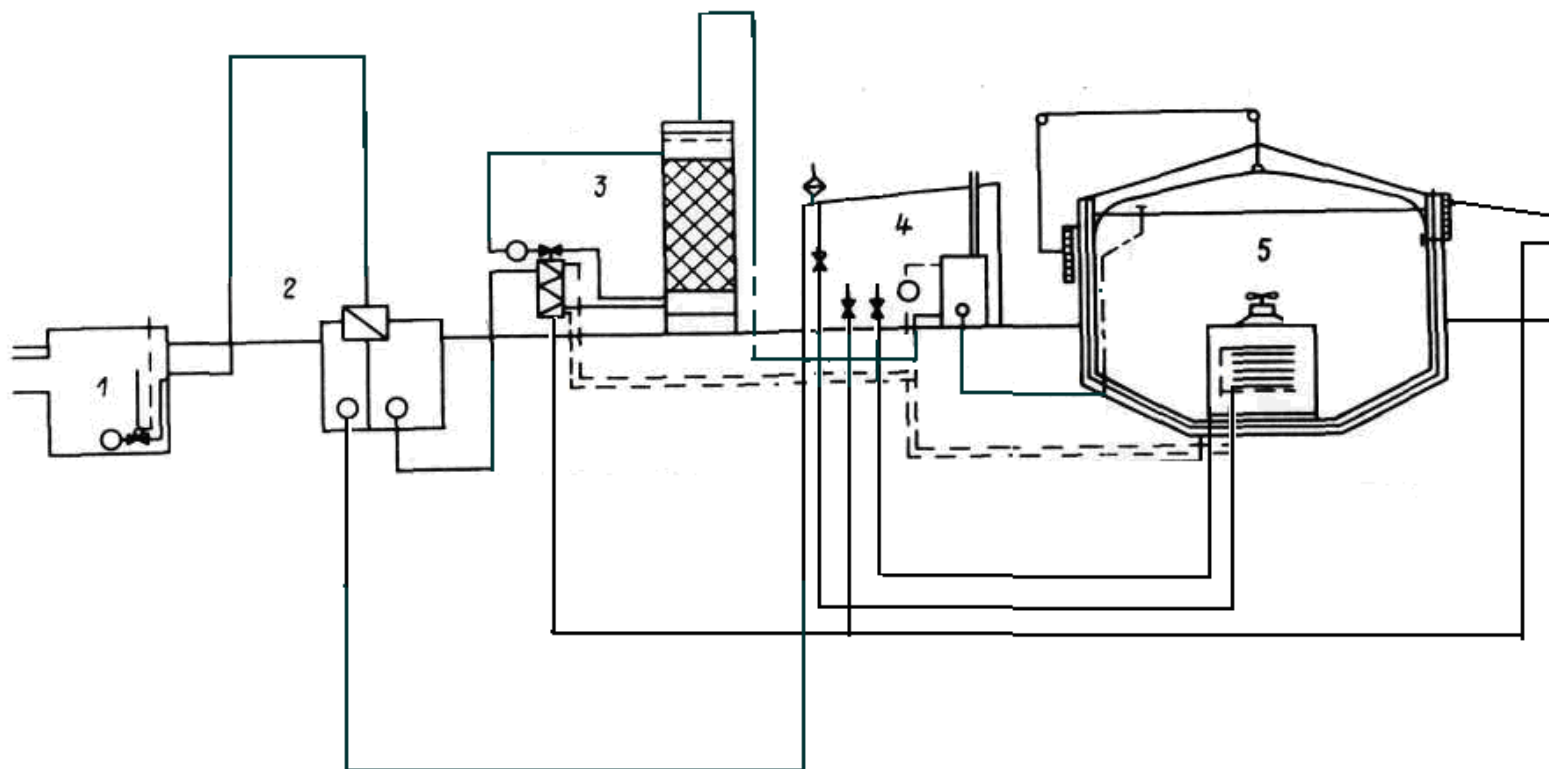


Рис.1.10.

Принципиальная схема биогазовая установка в совхозе, "Рассвет" Запорожской области.: измельчитель-нагреватель;  
 2 - про-, межоточная емкость; 3,14 фекальный насос; 4 выдерживатель; 5 - метантенк; 6 --газовый клапан; 7 -  
 пеносборник;. 8-- вакуумный насос; 9 - питающий патрубок; 10,12 - управляемый клапан; П - отборный патрубок; 13 т  
 промежуточная емкость для сброженного навоза; 15 - двухроторный смеситель; 16 - дозатор

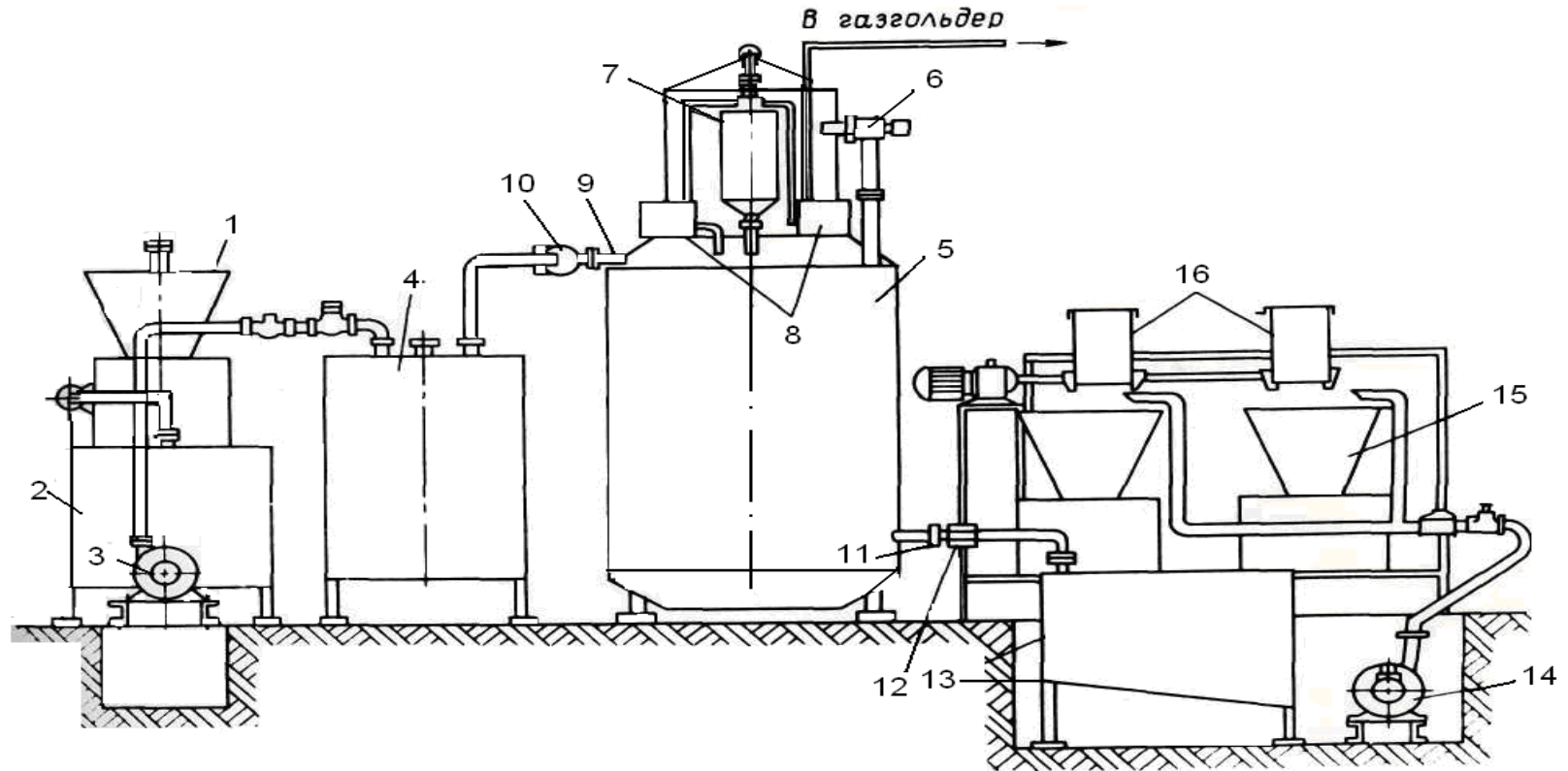


Рис.1.11.

Взвешенные частицы необработанных отходов, вступая в контакт с активной анаэробной биомассой, подвергаются биодеструкции, конечным продуктом которой является биогаз. Удержание биомассы в метантенках с фиксированной биомассой достигается при помощи седиментационного резервуара, в котором выходящая из реактора жидкость отстаивается, а осевшая биомасса вновь подается в метантенки (рис.1.12).

Недостатком таких метантенков является то, что они плохо приспособлены для обработки высококонцентрированных отходов, так как такие отходы приходится выдерживать длительное время, что снижает эффективность процесса.

Применяемые метантенки с фиксированной биомассой предотвращают вымывание биомассы, что позволяет повысить их эффективность на жидких отходах и приблизить к таковой ее в метантенках с неприкрепленной оседающей биомассой.

В 60-е годы исследователями J.S.Yong и P.L.Mercry /165/ был предложен анаэробный фильтр. Он представляет собой метантенк, весь объем которого заполнен каким-либо твердым носителем (кожура груш, отходы химической промышленности, отходы производства рома и др.) - выполняющим функцию подложки, к которой прикрепляется биомасса (рис. 1.13). Процесс хорошо приспособлен для переработки растворимой органики. Такая конструкция метантенка приводит к повышению в несколько раз скорости сбраживания. Однако основная часть обрабатываемой биомассы скапливается в нижней части метантенка, это приводит к возникновению каналов в слое биомассы, через которые необработанные отходы "проскакивают" основной слой биомассы и эффективность реактора в результате резко падает. Кроме того, полностью отсутствует использование рекуперации сбросной теплоты переработанной биомассы.



### Анаэробный контактный метантенк

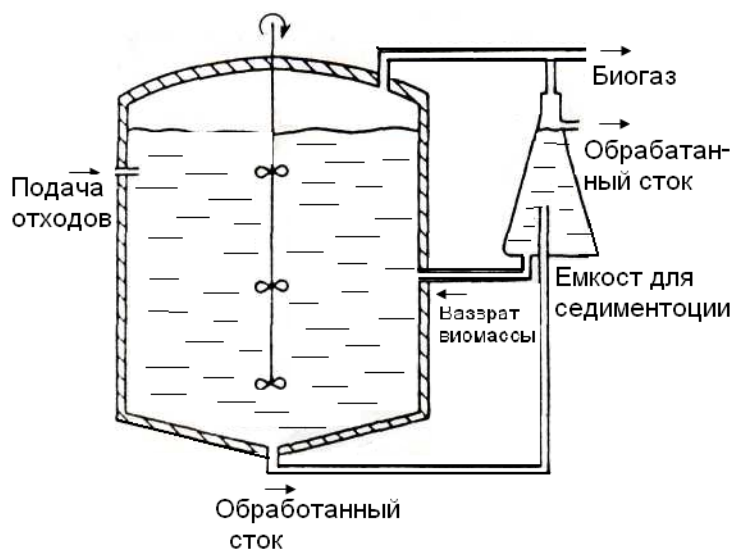


Рис.1.12.

### Анаэробный фильтр



Рис.1.13.

Предложенная голландской фирмой "Джист-брокадс" / 132,133 / двухстадийная система с псевдооживленным слоем является новым техническим решением в области конструкций анаэробных метантенков. При ее применении снижается потребление энергии, используемой для рецикла стоков и уменьшается количество добавляемых носителей. Кроме того, в верхнюю часть реактора включена ловушка, служащая одновременно газосборником (рис.1.14). При ее помощи предотвращается вымывание из метантенка взвешенных частиц, как

Двухстадийная анаэробная обработка отходов по технологии фирмы "Джист-брокадс". (Голландия): 1,2,3 - насосы.  $P_1$ -кислотогенный реактор;  $P_2$

– метантенк

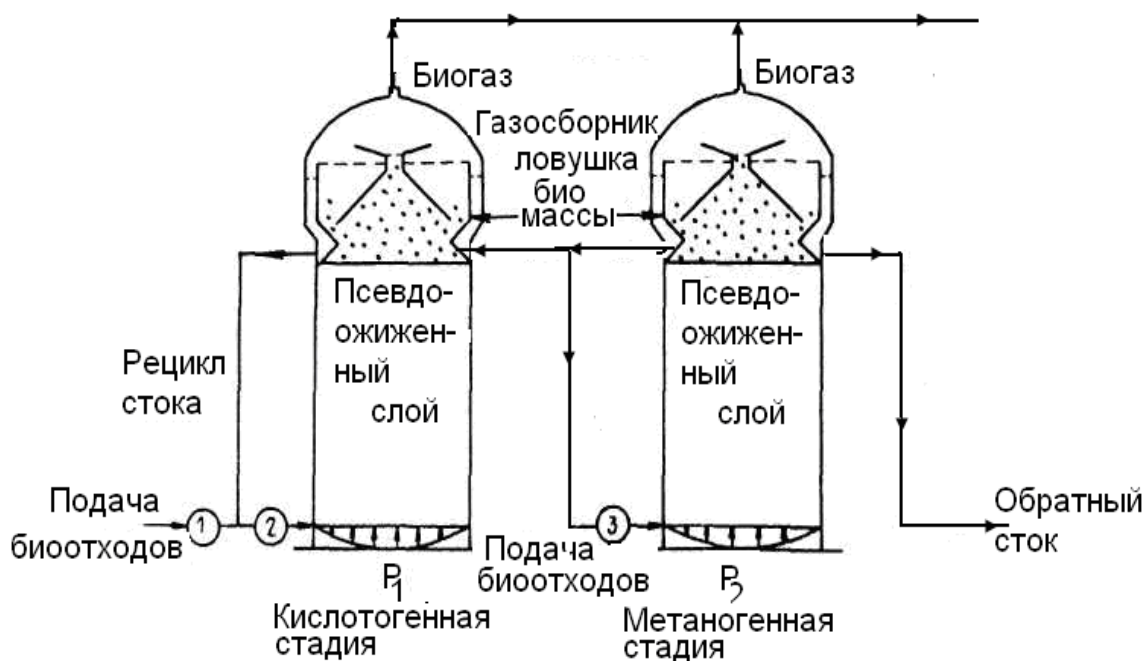


Рис.1.14

отходов, так и биомассы. Эти метантенки работают эффективно в термофильном режиме. Тем не менее, затраты на поддержание теплового режима брожения высоки. Следовательно, область применения высокоскоростной очистки отходов может значительно расширяться только благодаря такой технологии, которая обеспечила бы незначи-

тельный перепад температур вновь загружаемой в метантенк массы и массы, находящейся в нем за счет рекуперации сбросной теплоты и гарантированного срока пребывания в метантенке всех частиц отходов с различными скоростями разложения. Кроме того, биомасса должна предварительно подготавливаться.

Биогазовая установка с рекуперацией сбросной теплоты сброженной биомассы начали разрабатываться в 80-е годы.

Теплота, содержащаяся в удаляемом из реактора переработанном навозе, представляет собой дополнительный резерв энергии, который следует, по возможности, использовать для подогрева загружаемого субстрата и компенсации тепловых потерь в метантенке. Принципиальная схема биогазовой установки, в которой реализуется такая задача, при ведена на рис.1.15 а. Простейшая возможность такой утилизации энергии непосредственный перенос теплоты, когда поступающий в реактор жидкий субстрат подогревается в теплообменнике, где теплоносителем служит удаляемая из реактора жидкая масса, которая пропускается через трубки аппарата или омывает их. Сбросная теплота используется более полно, если удаляемый шлам не подается в промежуточный накопитель, а непосредственно поступает в теплообменник / 66 /, причем температура массы падает до температуры загружаемого субстрата. Если первичный жидкий субстрат проходит через накопитель шлама, то в этом случае вторично используется сравнительно небольшая часть энергии, вследствие теплотерь в накопителе шлама.

Принципиальные схемы систем вторичного использования теплоты: а -

рекуператором; б - с тепловым насосом. 1 - рекуператор; 2 - метантенк; 3 - теплообменник; 4 - тепловой насос. БГ - биогаз; СБ - свежая биомасса; ОБ - отработанная биомасса в метантенке

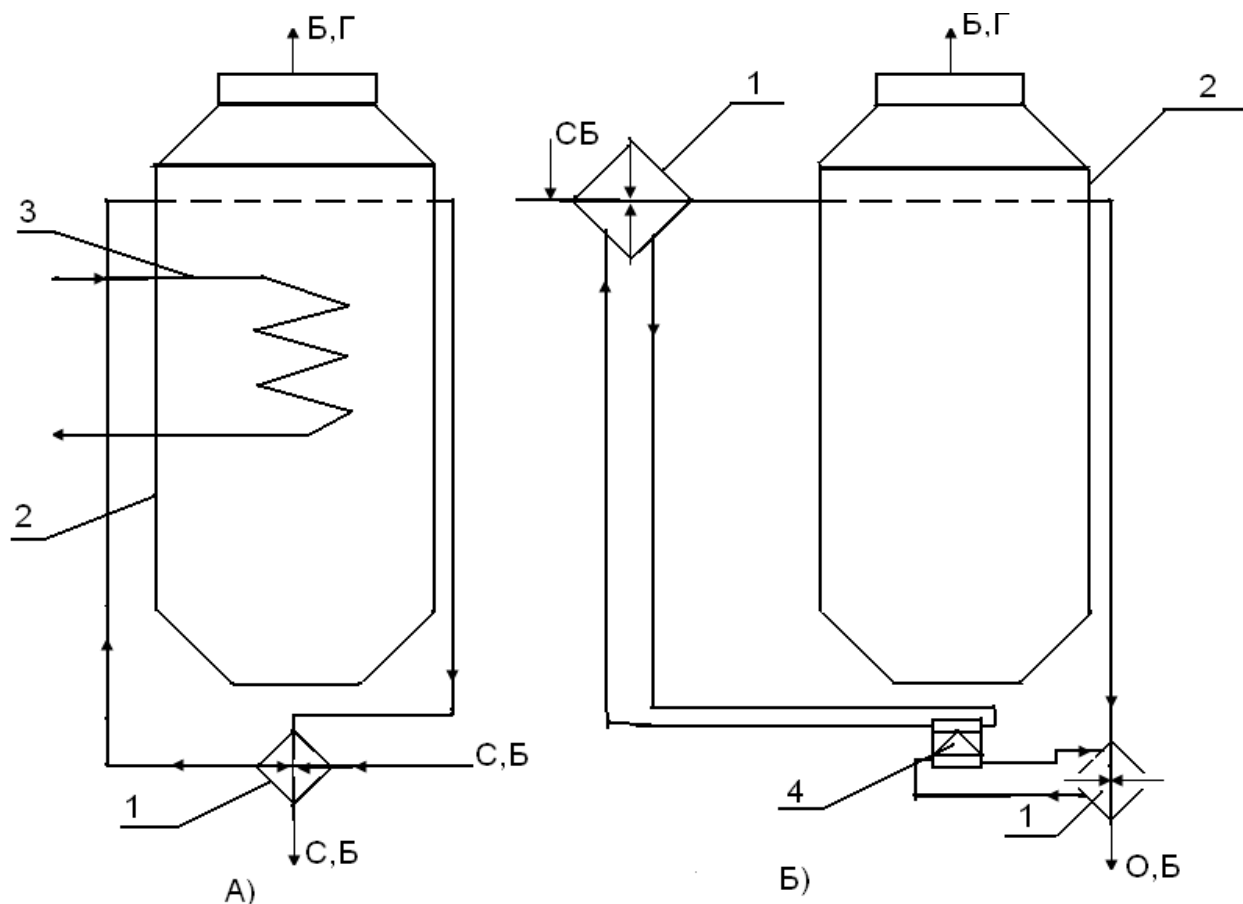


Рис.1.15.

Опосредованный перенос теплоты с помощью теплового насоса связан с относительно высокими амортизационными затратами. Однако эта система утилизации теплоты представляет собой очень хороший способ использования энергии (рис 1.15,б) [44]. Во избежание тепловпотерь в этом случае необходимо промежуточное хранение теплоты, отработавшей в реакторе жидкости в отдельном, хорошо изолированном резервуаре, объем которого определяется испарительной способностью и массовым расходом удаляемого из реактора жидкого субстрата.

В Германии для снижения расхода энергии на подогрев свежего субстрата и увеличения к.п.д. установки запатентована биогазовая установка с тепловым насосом и утилизацией остаточной теплоты сброженного навоза при помощи теплообменника, расположенного в шлюзе для удаления отходов [44]. Недостатком этой установки является невозможность очистки внутренней поверхности теплообменника со стороны теплоносителя, являющегося промежуточным накопителем теплоты. При этом удаляемый из метантенка теплоноситель имеет невысокую скорость. Поэтому этот способ теплоотбора сброженной массы маловыгоден, а также стоимость тепловых насосов должна соответствовать техническим требованиям, предъявляемым к установкам, работающим на неньютоновских жидкостях.

Как показывают проведенные исследования по физико-механическим свойствам навоза [78], его специфическая особенность является неньютоновский характер течения в сочетании с большими значениями вязкости. Наличие твердых, коллоидных и газообразных составляющих в структуре сбразиваемой массы является основной причиной ее неньютоновских свойств. Эта особенность ограничивает тип теплообменников, которые можно использовать для подогрева загружаемого в биогазовая установка сырья.

На рис.1.16 представлена биоэнергетическая установка нового поколения фирмы "Швартинг" (ФРГ), состоящая из двух бродильных емкостей с возвратно-поступательным перемешиванием массы. Для поддержания заданной температуры процесса ( $55^{\circ}\text{C}$ ), она снабжена теплообменником, состоящим из двух ступеней. В первой камере сбразивания поддерживается температура  $35^{\circ}\text{C}$ , во второй –  $55^{\circ}\text{C}$ . Через теплообменник, встроенный в первую камеру, можно обогреть ее теплотой субстрата второй камеры. Подобные по принципу, но различные по исполнению

Двухступенчатая биогазовая установка фирмы "Швартинг" (ФРГ): 1 - навозосборник; 2 - погружной насос - перемешиватель; 3 - эксцентриковый насос; 4 - метантенк первой ступени; 5 - метантенк второй ступени; 6 - шламовый насос; 7 - теплообменник - подогреватель; 8 - резервуар для хранения сброженной массы; 9 - шнековый насос для отбора осадка; 10 - пеноуловитель; 11 - гравийный фильтр; 12 - газовый счетчик; 13 - газгольдер; 14 - теплообменник; 15 - электронный регулятор температуры; 16 - рециркуляционный насос.

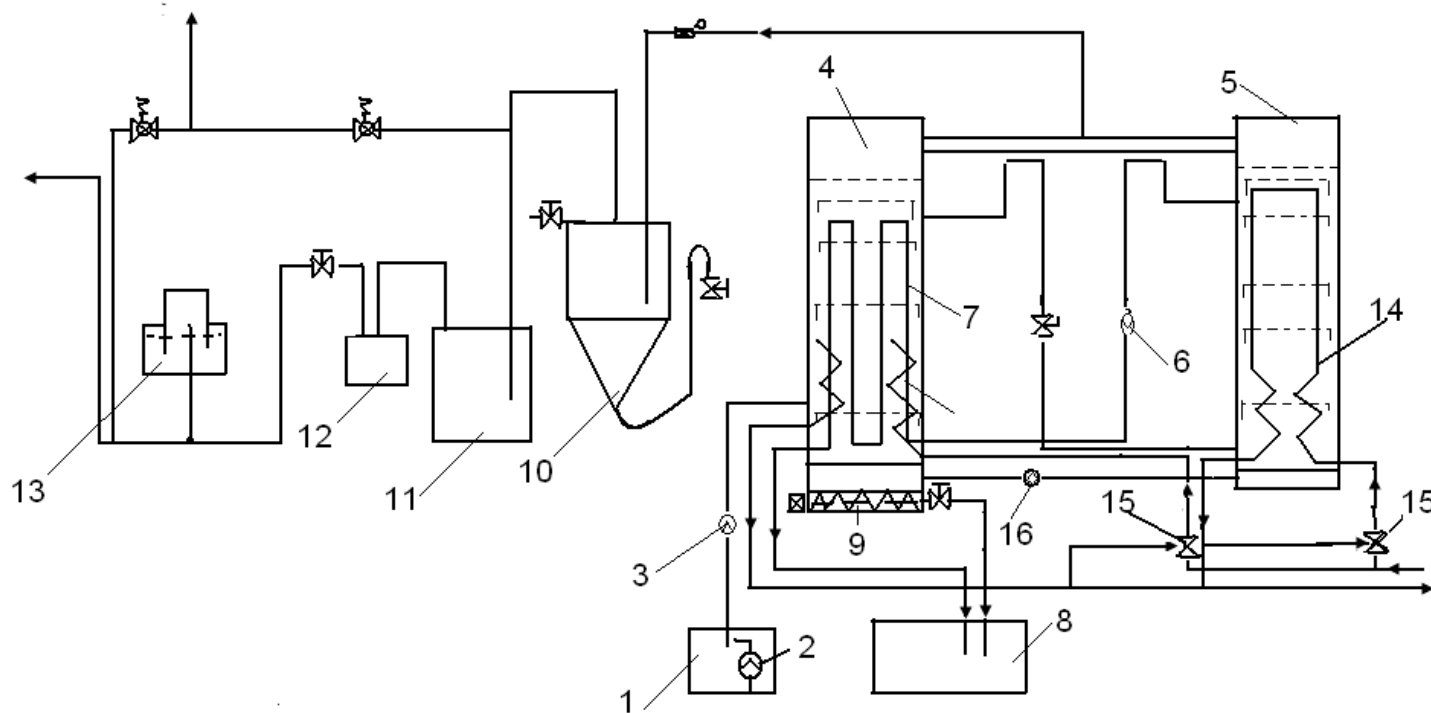


Рис - 1.16

теплообменника системы использованы в установках фирмы "НИС.А.С." (Швейцария) [53] в биогазовая установка Геликса [54], где применены пластинчатые теплообменники.

Недостатком этого способа является то, что из второй стадии отработанный горячий субстрат выгружается без рекуперации теплоты.

Однако после первой стадии целесообразность двухступенчатой обработки даже в этом случае снижается, так как исходный навоз, содержащий в себе кислород, смешивается с выдерживаемым навозом 1 всему объему в первой камере. Кроме того, отсутствует очистка сброженного навоза от остатков продукта метаногенеза, из-за которых снижается отбор газа с единицы объема метантенка, при этом исходный навоз нагревается за счет расхода большого количества дополнительной энергии и не используется теплота сбросного субстрата.

#### 1.4. Типы и характеристики применяемых рекуперативных теплообменных аппаратов и методы интенсификации теплообмена в них

Проведенные исследования [37,39,46,51,127] физико-механических свойств навоза показывают, что специфические особенности обрабатываемой массы при влажности 93% обуславливают неньютоновский характер его течения в сочетании с большими значениями вязкости. Структура навоза и предъявляемая таксонометрическая зависимость между различными видами микроорганизмов ограничивает применение различных типов рекуператоров и конструкций биореакторов, а также методов перемешивания и повышенных скоростей движения навоза при анаэробном сбраживании. Авторы [73,74,75,100] считают, что механическое перемешивание сбраживаемой биомассы отрицательно влияет на нормальное

культивирование метановых бактерий. Аналогичное воздействие оказывает наличие кислорода в исходной биомассе, смешиваемой со сброженной, по всему объему реактора, так как при этом начинает проявляться его ингибирующее действие [69].

Эти особенности процесса нужно учитывать при подборе теплообменников-утилизаторов теплоты переработанной биомассы.

На рис.1.17 представлены конструкции аппаратов интенсивного действия, различающиеся формами поверхности теплообмена.

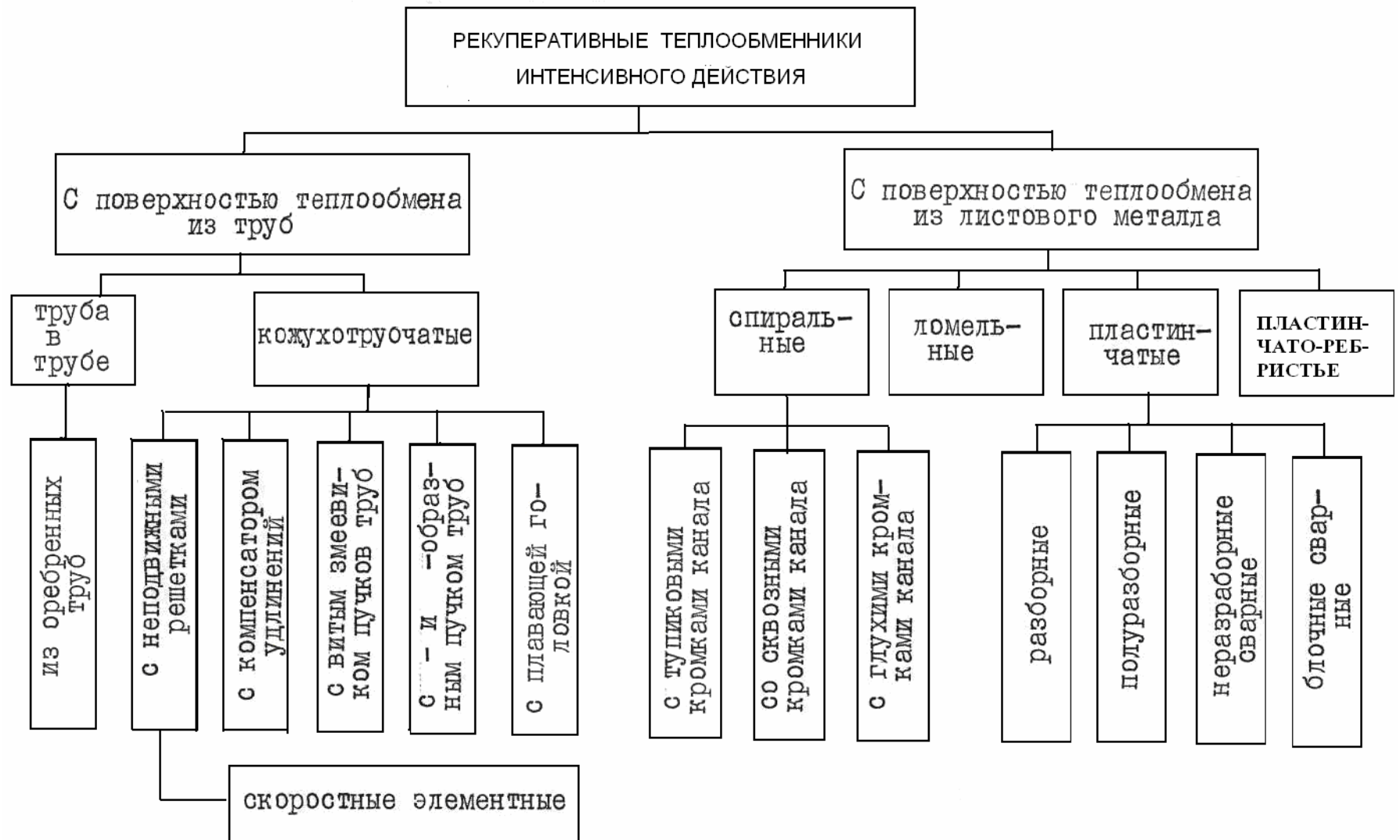
Наибольшего применения в сельском хозяйстве и в химической технологии получили кожухотрубные теплообменники, подразделяющиеся на четыре типа. Аппараты такого типа имеют преимущества в удельной поверхности теплообмена (поверхность теплообмена на единицу объема), которая равна 10 - 40 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>. Однако применение их с целью снижения тепловых потерь в биогазовая установка уменьшает надежность установки, затрудняет ее изготовление. Факторами, ограничивающими применение кожухотрубных теплообменников, являются повышенная вязкость навоза и трудность очистки межтрубного пространства.

Погружные теплообменники, обычно выполняемые в виде змеевиков, применяются для нагрева и испарения жидкостей. Теплообменники такого типа просты по исполнению и характеризуются возможностью изготовления из любого коррозионностойкого материала. При их эксплуатации затруднена очистка труб, коэффициент теплопередачи у этих теплообменников сравнительно низкий. Ввиду большого сопротивления змеевиков скорость жидкостей в них принимают 0,3-0,8 м/с.

Теплообменники "труба в трубе" применяются лишь при небольших объемных расходах теплоносителя и небольших поверхностях теплообмена. Благодаря небольшому поперечному сечению труб в этих



Рис.1.17. Классификация промышленных теплообменников интенсивного действия по конструкционным признакам



теплообменниках достижимы высокие скорости теплоносителей (для жидкостей 1-1,5 м/с). Однако они очень громоздки, затруднена очистка межтрубного пространства, поверхность теплообмена на единицу объема составляет лишь от 4 до 15 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>. Относительный расход металла на единицу передаваемой теплоты равен от 1,5 до 4,5.

Оросительные теплообменники, состоящие из прямых, расположенных друг над другом горизонтальных труб, орошаемых снаружи теплоносителем, используют в качестве холодильников и конденсаторов. Кроме того, их широко применяют в случае корродирующих теплоносителей (кислоты и др.). Они просты по конструкции, легко доступны для наружного осмотра; коэффициент теплопередачи у них больше, чем у змеевиков. Однако при недостатке теплоносителя нижние трубы остаются несмоченными и почти не участвуют в теплообмене. Невозможно осуществить чистый противоток.

Применение типовых теплообменников для утилизации теплоты навоза переработанного в биогазовом установке имеет следующие сложности:

1 - затруднена их эксплуатация, из-за неньютоновского характера жидкостей;

2 - требуется автономное перекачивающее оборудование;

3 - технологически ограниченное время загрузки метантенка предопределяет большие объемы теплообменных аппаратов. Последнее приводит к длительному нахождению навоза в этих аппаратах и как следствие - к большим амортизационным затратам, что существенно снижает эффективность их применения. Для уменьшения габаритов рекуператора необходимо максимально интенсифицировать процесс теплообмена - в пределах, допускаемых технологическим режимом

сбраживания. В силу вышеприведенных специфических свойств навоза (высокая вязкость, склонность к адгезии) теплообменную поверхность рекуператора в биогазовых установках следует выполнять гладкой.

Необходимым условием интенсивного протекания метанового сбраживания является также свободный обмен веществ на поверхностях раздела фаз (слоев), которые должны периодически перемещаться в метантенке в режиме идеального вытеснения за счет перепада давления биогаза (без перемешивания слоев биомассы между собой) / 76 /. При этом в метантенке создаются различные зоны, для каждой из которых имеется своего рода адаптированная метаногенная ассоциация. Эти условия должны учитываться при конструктивном оформлении процесса рекуперации теплоты сброженной биомассы.

#### Выводы по главе 1

1. Анализ литературных источников показывает, что в биогазовых установках наибольшие затраты тепловой энергии (до 90%) приходится на подогрев вновь загружаемой биомассы, с другой стороны до 90% теплоты теряется с удаляемой биомассой, что указывает на необходимость проведения исследований в направлении использования сбросной теплоты сброженной массы.

2. Основными направлениями совершенствования биогазовая установка в плане повышения их энергетической эффективности являются:

- рекуперация сбросной теплоты переработанной биомассы;
- повышение интенсивности процессов сбраживания и теплообмена в рекуператоре.

3. Реакция метаногенеза энергетически невыгодна, причем на ее осуществление затраты энергии составляют в среднем 105 кДж/моль  $\text{CH}_4$ .

4. В биогазовой установки наибольшее применение нашли

термофильные режимы сбраживания, характеризующиеся сравнительно небольшим необходимым временем пребывания биомассы в метантенке.

5. Затраты энергии на безмешалочное перемешивание при избыточном давлении биогаза в 3-4 раза меньше, чем при механическом и гидравлическом.

Цель работы - повышение эффективности процесса метанового сбраживания жидкого навоза крупного рогатых скот в биогазовая установка путем интенсификации процесса рекуперации тепловых отходов.

Задачи исследования:

- на основе анализа существующих технологий переработки навоза выбрать метод интенсификации процесса теплообмена в рекуператоре при метановом сбраживании, обеспечивающий существенное повышение его энергетической эффективности;
- предложить конструкцию рекуператора для утилизации теплоты переработанного навоза с целью снижения затрат энергии на обеспечение процесса сбраживания навоза в биогазовая установка;
- разработать математическую модель процесса теплопередачи при возвратно - поступательном движении теплоносителей в аппарате;
- исследовать влияние технологических параметров на интенсивность теплопередачи в рекуператоре;
- обосновать параметры работы рекуператора биогазовая установка;
- разработать предложения проектным организациям на разработку опытно-промышленного образца рекуператора для биогазовая установка и дать методику его расчета с использованием предложенной математической модели;
- оценить экономическую эффективность применения в биогазовая установка предлагаемой конструкции рекуператора.

## **Глава 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЛАБОРАТОРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕКУПЕРАЦИИ ТЕПЛОТЫ ПРИ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИИ ПОТОКОВ ЖЫДКОГО НАВОЗА В РАБОЧИХ ОБЪЕМАХ РЕКУПЕРАТОРА**

### **2.1. Описание конструкции биогазовая установка с рекуператором**

С целью устранения недостатков известных биогазовая установка (см.гл.1), нами предложена и разработана установка и технология для рекуперации теплоты сброженной биомассы [66,76,105,115], намечены основные требования к процессу теплоотбора и пути его интенсификации [86].

Принципиальная схема биогазовых установок с рекуперацией теплоты сброженной биомассы представлена на рис.2.1. Предложенная установка включает в себя вертикальный цилиндрический метантенк 1, с коаксиально расположенными внутри него камерой смешивания 2, имеющей газовую полость 5, и теплообменник 3, размещенный в метантенке 1 с выдерживателями 4,17, внутренняя полость которых сообщена с камерой смешивания 2, причем верхняя часть одного из выдерживателей сообщена с газовой полостью 5 камеры смешивания 2, а также с рекуператором 22, соединенным с внутренними полостями выдерживателей 4, 1 и трубопроводы 23, 18 загрузки исходной биомассы в метантенк I, сообщающиеся с рекуператором 22 [66].

Установка работает следующим образом. Исходный (холодный) навоз через входной патрубок 21 подается в трубное пространство А рекуператора 22. В последнем происходит предварительный нагрев исходного навоза за счет сбросной теплоты переработанного навоза. За счет периодического подключения рекуператора 22 к вакуум – системе в его трубном (А) и

Принципиальная схема биогазовой установки с рекуператором теплоты переработанного навоза. 1–метантенк; 2-камера смешивания; 3- теплообменник; 4,17- выдерживатели; 5 газовая полость; 6-отверстие; 7–труба-разделитель; 8,12-вакуумные насосы;9-датчик разряжения;10,15-патрубки;11- электромагнитный клапан; 13-программное устройство; 14 - регулятор температуры; 16,20 теплообменные трубки; 18,23 - трубопровода загрузки; 19 - выгрузная труба; 21 - входной патрубков; 22 - рекуператор; 24 – выгрузной патрубков рекуператора; 25 - выгрузная труба для отработки. А и В - трубное и межтрубное пространство рекуператора

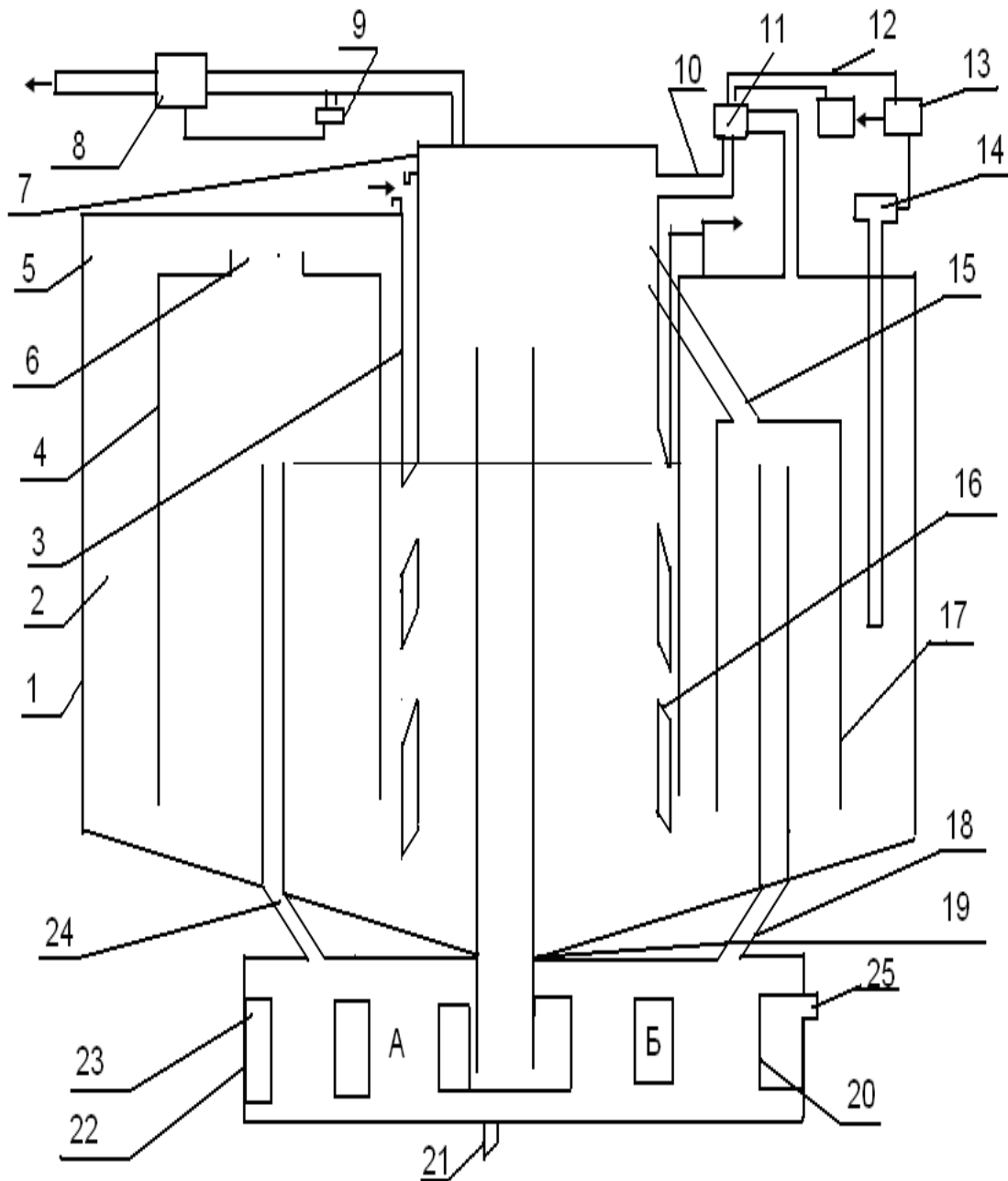


Рис. 2.1

межтрубном (В) пространстве осуществляется возвратно – поступательное движение биомассы с переменной амплитудой. Загрузка и выгрузка биомассы осуществляется периодически (порционно). При очередной подаче порции исходного навоза в рекуператор 22 одновременно осуществляется равная по объему загрузка нагретого сброженного навоза через загрузные трубопроводы 23 и 18 в верхнюю часть выдерживателей 4, 17, встроенных в метантенк 1, при этом в выдерживателях 4, 17 происходит поглощение кислорода семианаэробными микроорганизмами и преобразование органических веществ в органические кислоты. Процесс поглощения кислотосодержащей массы в исходном навозе и преобразование органических веществ в органические кислоты в данном случае происходит интенсивнее, чем в выдерживателях, отдельно расположенных от метантенка, так как нижняя часть выдерживателей 4, 17 сообщена с нижней частью камеры смешивания 2, где в большом количестве накапливаются и развиваются семианаэробные микроорганизмы. При загрузке - выгрузке выдерживаемый навоз не смешивается со сброженным навозом по всему объему метантенка 1, а поступает в нижнюю часть камеры смешивания 2, что существенно улучшает работу метантенка.

После подачи исходного предварительно нагретого навоза в выдерживатели 4 и 17 с автоматическим подключением средств поддержания температурного режима брожения в метантенке 1 начинается перемешивание, и одновременно с ним осуществляется подача порции выдержанного навоза снизу в камеру смешивания 2, равной по объему порции загруженного исходного предварительно нагретого навоза. На заданном уровне слоя биомассы в метантенке происходит анаэробный распад органических веществ с выделением метаносодержащего газа. При этом в нижней части камеры смешивания 2 развиваются семианаэробные

микроорганизмы, а также оседают твердые компоненты. В средней части развиваются метанобразующие микроорганизмы, а в верхней части накапливается сброженный навоз, который удаляется через трубы 19, а вместе с ним и твердые компоненты (по мере их разложения).

Переработанный навоз из метантенка 1 через выгрузную трубу 19 поступает в межтрубное пространство В рекуператора 22 для рекуперации теплоты. Загрузка исходного навоза в рекуператор 22 I и выгрузка переработанного навоза из метантенка осуществляется в режиме идеального вытеснения.

Давление в верхней части трубы 19 и метантенке 1 поддерживается ниже атмосферного на уровне 6000 - 7000 Па вакуумным насосом 12, управляемым датчиком разряжения 9, причем перепад гидростатического давления в выгрузной трубе 19 соответствует принятой величине разряжения газообразных продуктов.

Перемешиванием навоза, находящегося в метантенке 1, управляет программное устройство 13, заблокированное с регулятором температуры 14, расположенном в камере смешивания 2. Оно обеспечивает в заданном интервале времени открытие или закрытие электромагнитного клапана 11 и включение вакуумного насоса 12. Последний осуществляет отбор газообразных продуктов из верхней части трубы 7, а также из выгрузной трубы 19. Отбираемый газ поступит в верхнюю часть метантенка 1 и соответственно в верхнюю часть выдерживателя 4 через отверстия 6. При этом в верхнюю часть трубы 7 и в выгрузную трубу 19, а также в выдерживатель 17 поднимается масса, нагнетаемая из верхней части метантенка 1 и выдерживателя 4, соединенного с межтрубным пространством В патрубками 18, 23, а также с нижней частью камеры смешивания 2. Когда уровень сброживаемого навоза достигает до верхнего уровня верхнего ряда трубок 16, расположенных в



теплообменнике 3, разделяющего на две равные части метантенк 1, начинается частичное обрушивание жидкостных столбов сброживаемого навоза.

После заданных малоамплитудных циклов обрушивания жидкостных столбов навоза программное устройство 13 открывает электромагнитный клапан 11, и отключает вакуумный насос 12. В результате этого верхняя часть трубы 7 через патрубок 15 сообщается с верхней частью метантенка 1 и происходит полное обрушивание сброживаемого навоза в трубе 7 через нижний ее торец и тангенциальные трубки 16, а также обрушивание выгружаемого навоза в выгрузной трубе 19 и в выдерживателе через нижнюю полость рекуператора 22 (в обеих полостях по отдельности) до заданного уровня. При этом обеспечивается подъем осевших твердых компонентов, увеличивается эффективность теплоотбора в рекуператоре 22 предотвращается налипание навоза к стенкам теплообменных трубок 20 и образование корки в верхней части камеры смешивания 2. Кроме того, в последней обеспечивается максимальная амплитуда колебаний при возвратно-поступательном перемешивании. Через заданный промежуток времени цикл повторяется, при этом частота пульсаций возвратно-поступательного перемешивания навоза в метантенке 1 может регулироваться путем изменения режима работы вакуумного насоса 12.

Переработанный шлам из рекуператора выгружается через выгрузную трубу 19. Одновременное перемешивание теплоносителей в обеих полостях рекуператора осуществляется в пульсирующем режиме с помощью вакуумного насоса. Схема работы трубчатого рекуператора при возвратно-поступательном перемещении биомассы показано на рис.2.2.

Схема рекуператора, работающего в режиме возвратно - поступательного движения фаз с пульсирующей загрузкой и выгрузкой биомассы

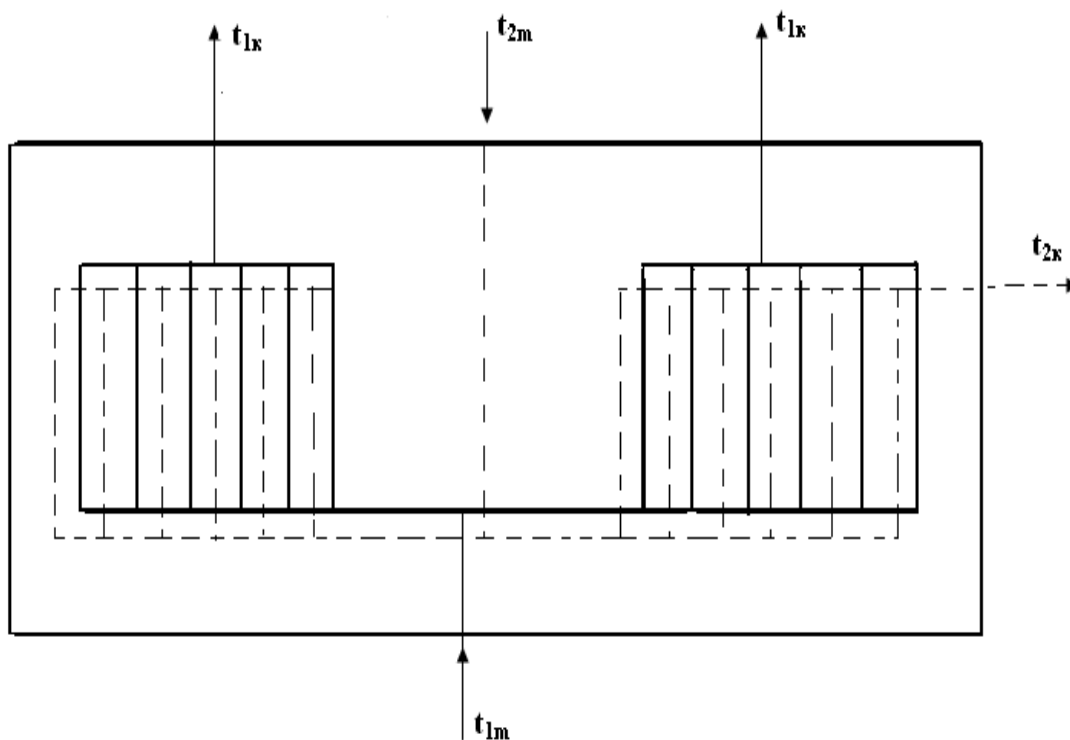


Рис.2.2

В рекуператоре 22 расположены съемные трубки - теплообменники 20, причем их можно заменить независимо друг от друга, не останавливая процесс сбраживания в метантенке.

## 2.2. Математическая модель процесса теплопередачи при возвратно-поступательном перемешивании теплоносителей одновременно в обеих средах рекуператора

Для расчета предложенного рекуператора биогазовых установок и решения задачи оптимизации процесса теплоотбора необходима математическая модель процесса. Она позволила бы теоретически учитывать влияние параметров процесса при возвратно-поступательном перемещении теплоносителей на теплопередачу, условия которой существенно отличаются

от условий теплообмена в традиционно применяемых аппаратах [46, 51,69,107,108,109,110,116].

Как следует из приведенного выше описания новой конструкции биогазовых установок с встроенным рекуператором, последний работает периодически, в неустановившемся режиме, по этому традиционная известная методика его расчета, описывающая стационарный (установившийся) режим [108,110,114], не применима. В связи с этим, возникает необходимость разработки специальной математической модели процесса теплообмена в рассматриваемой конструкции рекуператора, учитывающая нестационарный характер процесса.

Ниже предварительно сформулировано две модели процесса, из которых путем их сравнительного анализа в дальнейшем выбрана более приемлемая.

Первая модель описывает процесс нестационарной теплопроводности в элементарной ячейке (трубке) при соответствующих краевых условиях задачи. При этом предполагается, что основным механизмом переноса теплоты в ячейке является эффективная теплопроводность (учитывающая влияние конвекции на теплопроводность в численном значении коэффициента). Вторая модель, в противоположность первой допускает полное перемешивание сред в рабочих объемах рекуператора.

Для элементарной ячейки (трубки) - теплообменника распределение температуры через теплопередающую стенку показано на рис. 2.3.

#### 1- ая модель

При составлении первой модели приняты следующие допущения и исходные предпосылки:

1 - при осевом возвратно-поступательном движении теплоносителей в трубах и межтрубном пространстве рекуператора поперечное перемешивание каждого из них отсутствует, а перенос теплоты в

этом направлении осуществляется за счет теплопроводности с некоторым эффективным коэффициентом теплопроводности  $\lambda_{\text{эф}}$ ;

2 - элементарная теплообменная ячейка (трубка) имеет форму цилиндра, у которого  $l \gg r$  ( $l$  - длина трубки,  $r$  - радиус);

3 - теплообмен торцевых поверхностей ячеек, а также тепловые потери корпуса аппарата в окружающую среду пренебрежимо малы;

4

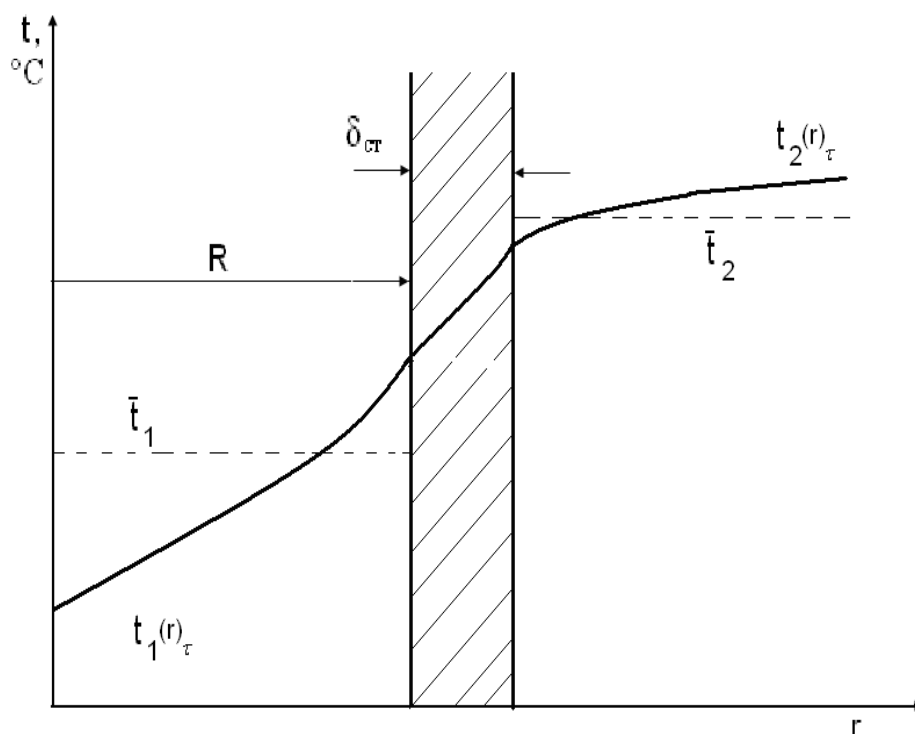


Рис.2.3. Распределение температур через теплопередающую стенку в рекуператоре:

$t_{2с}, t_{1с}$  - температура горячего и холодного теплоносителя у стенки;

$t_1, t_2$  - средняя температура горячего и холодного теплоносителей

$$\left\{ \begin{array}{l} c_1 \rho_1 = \lambda_{\text{эф}1} \left[ \frac{\partial^2 t_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} \right], 0 \leq r \leq R; \\ t_1(0, r) = t_{1.H} = \text{const}; r \geq R, r \succ 0, \\ -\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial r} /_{r=R} = \bar{k} (\bar{t}_2 - \bar{t}_1(R)); r = R, r \succ 0, \\ \frac{\partial t_1(\tau, 0)}{\partial r} = 0; r = 0, \tau \succ 0 \\ t_{2.H} - \bar{t}_2(\tau) = \bar{t}_1(\tau) - t_{1.H}; \tau \succ 0 \end{array} \right.$$

где

$c_1, \rho_1, a_{\text{эф}}, \lambda_1, R, t_{1.H}, t_{2.H}, k$  при const;

$c_1$  - теплоемкость первого (холодного) теплоносителя,  
Дж/(кг · К);

$\rho_1$  - плотность первого теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;

$a_{\text{эф}}$  - температуропроводность первого теплоносителя, м<sup>2</sup>/с;

$\lambda_1$  - теплопроводность первого теплоносителя, Вт/(м·К);  $R$  -  
радиус элементарной ячейки (внутренний радиус трубки), м;

$t_{1.H}$  - начальная температура первого теплоносителя, °С;

$t_{2.H}$  - начальная температура второго (горячего) тепло носителя,  
°С;

$\tilde{k}$  - коэффициент теплопередачи, учитывающий термические  
сопротивления стенки, загрязнений и теплового пограничного

слоя второго теплоносителя

$$\tilde{\kappa} = \frac{1}{1/\alpha_2 + \delta_{cm}/\lambda_{cm} + \delta_3/\lambda_3}, \text{ вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (6)$$

где

$\alpha_2$  - коэффициент теплоотдачи со стороны второго теплоносителя, Вт/(м<sup>2</sup> К);

$\delta_{cm}$  - толщина стенки, м;

$\lambda_{cm}$  - теплопроводность стенки, Вт/(м К);

$\delta_3$  - суммарная толщина загрязнений, м;

$\lambda_3$  - теплопроводность загрязнений, Вт/(м К).

Первое уравнение системы (6) - дифференциальное уравнение; описывающее эффективную теплопроводность рассматриваемого теплоносителя в цилиндрической системе координат, второе уравнение выражает начальное условие, третье - граничное условие третьего рода на боковой поверхности цилиндрической ячейки, четвертое уравнение - условие тепловой симметрии, пятое - выражает тепловой баланс фаз:

$$G_1 C_1 (t_1(\tau) - t_{1н}) = G_2 C_2 (t_{2н} - t_2(\tau))$$

Принимая в соответствии с условием  $G_1 = G_2$  и  $C_1 = C_2$  получим на основе этого соотношения, пятое уравнение системы (6).

Постановка задачи (6) в математическом смысле тождественна постановке задачи экстрагирования вещества из твердой фазы в замкнутом процессе [116], решение которой получено независимо друг от друга К.Н.Белоноговым [112] и Г.А. Аксельрудом [116] и в терминах рассматриваемой задачи имеет вид:

$$\tilde{\theta} = \frac{1}{1+\beta} - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4}{\mu_n^2 + 4\beta + (2\beta - \mu_n^2 / \tilde{B}_i)^2} I^{-\mu_n^2 n Fo} \quad (7)$$

где

$$\bar{t}_1(\tau) = \frac{1}{R_1^2} \int_0^R r t_1(r, \tau) dr - \text{среднеобъемная температура}$$

первого теплоносителя в элементарной ячейке (трубке) теплообменника в момент времени  $\tau$ ;

$$\bar{\theta} = \frac{t_{1H} - \bar{t}_1(\tau)}{t_{1H} - t_{2H}} - \text{безразмерная температура}$$

$$\beta = \frac{G_1 \cdot c_1}{G_2 \cdot c_2} = 1;$$

$$\bar{Bi} = \frac{\tilde{k} \cdot R}{R^2};$$

$$F_0 = \frac{a_{\text{эф.1}} \cdot \tau}{R^2},$$

$\mu_n$  - корни характеристического уравнения

$$\frac{J_1(\mu_n)}{J_0(\mu_n)} = \frac{1}{\mu_n / (\bar{Bi} - 2\beta / \mu_n)}, \quad (8)$$

где

$J_0(\mu_n), J_1(\mu_n)$  - функция Бесселя первого рода, нулевого и первого порядка, соответственно.

Уравнение (7) позволяет рассчитать изменение среднеобъемной температуры  $\bar{t}_1$  первого теплоносителя в зависимости от времени пребывания его в аппарате  $\tau : t = \tau$  (f). Для такого рода расчета необходимо значение эффективных теплофизических коэффициентов  $\lambda_{\text{эф.1}}, \alpha_{\text{эф.1}}, \tilde{k}$ . Данные коэффициенты могут быть получены экспериментально в двух сериях экспериментов следующим образом. Экспоненциальный ряд в решении (7) является сходящимся во времени. При достаточно больших значениях  $F_0$  (регулярный режим) можно ограничиться одним членом ряда [113,114,116] и

представить решение (7) в виде

$$\theta^* = A_1 \cdot e^{-\mu_1^2 Fo} \quad (9)$$

где

$$\theta^* = \frac{1}{1 + \beta} - \theta \quad (10)$$

$$A_1 = \frac{4}{\mu_1^2 + 4\beta + (2\beta - \mu_1^2 / Bi)^2} \quad (11)$$

пред экспоненциальный множитель ряда в решении (7);

$\mu_1$  - первый положительный корень характеристического уравнения (8).

Логарифмируя выражение (9), запишем:

$$\ln \theta^* = \ln A_1 - \mu_1^2 \frac{\alpha_{\text{эф}1}}{R^2} \tau \quad (12)$$

Как видно из (12), зависимость  $\ln \theta^*$  от  $\tau$  линейна, при этом отрезок, отсекаемый прямой на оси ординат,  $B$  и тангенс угла наклона линии - соответственно равными:

$$B = \ln A_1;$$

$$\text{tg} \gamma = - \mu_1^2 \frac{\alpha_{\text{эф}1}}{R^2} .$$

Таким образом, построив по опытным данным функцию (12), можно найти параметры  $\ln A_1$  и  $\text{tg} \gamma$ . Для того, чтобы из них далее определить коэффициенты  $\lambda_{\text{эф}1}$ ,  $\alpha_{\text{эф}1}$ ,  $\tilde{K}$  опыты необходимо проводить в условиях, исключая внешнее термическое сопротивление, то есть должно быть



обеспечено условие  $\tilde{Bi} \rightarrow \infty$ . Добиться этого можно, применяя трубку из материала с высокой теплопроводностью  $\lambda_{ст}$ , обеспечивая отсутствие загрязнений и высокие значения коэффициента теплоотдачи  $\alpha_2$ . Последнего можно достичь в опытах по определению  $\lambda_{эф.1}$ ,  $\alpha_{эф.1}$  применением в качестве горячего теплоносителя насыщенного водяного пара. Для этих условий  $\tilde{Bi} \rightarrow \infty$ , поэтому исходя из вышеизложенного можно записать  $\mu_1^2 = \frac{-tg \gamma R^2}{\alpha_{эф.1}}$

Следовательно, коэффициент  $\alpha_{эф.1}$  выразится через  $tg \gamma$ , следующим образом

$$\alpha_{эф.1} = - \frac{tg \gamma R^2}{\mu_1^2} \quad (13)$$

Зная  $\alpha_{эф.1}$ , можно далее рассчитать эффективную теплопроводность биомассы  $\lambda_{эф.1}$ ,

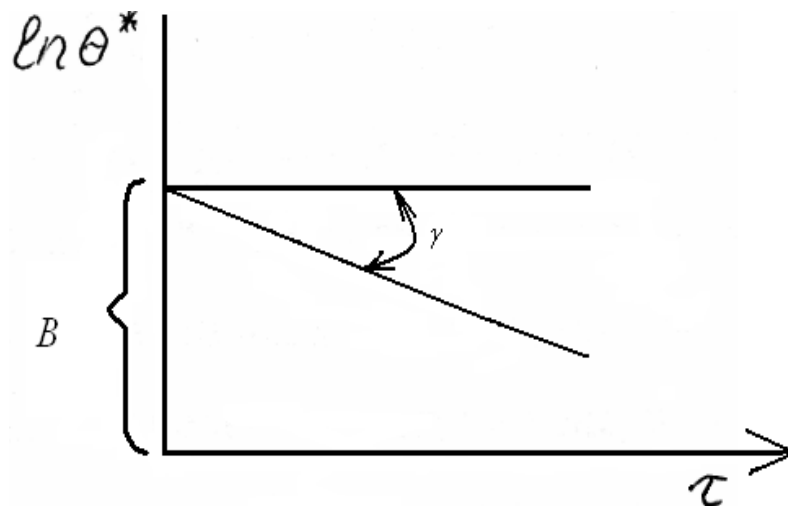


Рис .2.4. Зависимость  $\ln\Theta^*$  от времени  $\tau$ .

предварительно найдя из калориметрических исследований или взяв из

справочников значения удельной массовой теплоемкости биомассы  $C_1$  и ее плотности  $\rho_1$ :

$$\lambda_{эф.1} = \alpha_{эф.1} \cdot C_1 \cdot \rho_1 \quad (14)$$

Проведя первую серию экспериментов при условиях, обеспечивающих  $\tilde{Bi} \rightarrow \infty$  при различных значениях определяющих параметров (влажности навоза, частоты пульсаций и т.д.), можно получить зависимости эффективных параметров  $\lambda_{эф.1}$  и  $\alpha_{эф.1}$  от указанных выше определяющих параметров

$$\alpha_{эф.1} = f_1 (P_1, P_2, P_3, \dots) \quad (15)$$

$$\lambda_{эф.1} = f_2 (P_1, P_2, \dots) \quad (16)$$

где  $P_1, P_2, P_3, \dots$  - определяющие параметры.

Во второй серии экспериментов в межтрубное пространство подается уже не насыщенный водяной пар, а отработавшая в метантенке биомасса. В процессе теплообмена в этих условиях уже не выполняется условие  $\tilde{Bi} \rightarrow \infty$  (так как  $\alpha_2$  имеет конечное значение). Цель этих опытов - нахождение коэффициента теплопередачи. Для этого по опытным данным в соответствии с уравнением (12) снова строится полулогарифмическая зависимость  $\ln \Theta^* = f(\tau)$ . Определив из нее коэффициент  $\ln A_1$  (как отрезок, отсекаемый на оси ординат) и далее  $A_1 = \exp(\ln A_1)$ , а также тангенс угла наклона  $\operatorname{tg} \gamma = -\mu_1^2 \frac{\alpha_{эф.1}}{R^2}$  получим два уравнения для определения параметров  $\mu_1$  и  $\tilde{Bi}$  в с.

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \frac{4}{\mu_1^2 + 4\beta + \left(2\beta - \frac{\mu_1^2}{\beta_i}\right)^2} \\ \operatorname{tg} \gamma &= -\mu_1^2 \frac{\alpha_{\text{эф.1}}}{R^2} \end{aligned} \right\}$$

Определив из второго уравнения этой системы коэффициент и подставив его в первое уравнение системы, получим значение числа  $\tilde{Bi}$ . Из последнего находим в конечном итоге коэффициент теплопередачи  $\tilde{K}$ :

$$\tilde{K} = \frac{\tilde{\beta}_i \times \lambda_{\text{эф.1}}}{R} \quad (17)$$

Зная  $\tilde{K}$ , определяем значение  $\alpha_2$

$$\alpha_2 = \frac{1}{\frac{1}{\tilde{K}} - \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} - \frac{\delta_3}{\lambda_3}} \quad (18)$$

Проведение второй серии экспериментов при различных значениях определяющих параметров  $P_1, P_2, \dots$  дает возможность найти функциональную зависимость

$$\alpha_2 = f_3(P_1, P_2, P_3 \dots), \quad (19)$$

или в критериальном виде

$$\text{Nu}_2 = \frac{\alpha_2 \times d_n}{\lambda_2} = f(P_1, P_2, \dots), \quad (20)$$

где

$\text{Nu}_2$  - число Нуссельта;

$d_n$  - диаметр трубки, м;

$\alpha_2$  - теплопроводность биомассы, Вт/(м×К);

$P_1, P_2, P_3$  - определяющие критерии подобия, включающие

в себя параметры  $P_1, P_2, P_3 \dots$

Таким образом, из двух серий экспериментов можно получить зависимости (15), (16) и (20) для коэффициентов  $\lambda_{эф.1}, \alpha_{эф.1}$  и  $\tilde{K}$ , которые по уравнению (7) или в регулярном режиме (9) - позволяют рассчитать необходимое время пребывания теплоносителей в рекуператоре для обеспечения необходимой степени релаксации температурного напора  $\bar{t}_2(\tau) - \bar{t}_1(\tau)$ .

В состоянии теплового равновесия теплоносителей в соответствии с уравнением теплового баланса имеем

$$t_1 \Big|_{\tau \rightarrow \infty} = \bar{t}_2 \Big|_{\tau \rightarrow \infty} = \frac{t_{1.H} + t_{2.H}}{2} \quad (21)$$

Задаваясь значением  $\bar{t}_{1.K} < \bar{t}_1 \Big|_{\tau \rightarrow \infty}$  (нагреваемая биомасса, поступающая в трубы), вычисляем значение

$$\theta = \frac{\bar{t}_1(\tau) - t_{1.H}}{t_{2.H} - t_{1.H}} \quad \text{и далее по уравнению (7) или (9) находим для условий}$$

проведения процесса безразмерное время  $F_o$ . Например, из уравнения (9) имеем

$$F_o = \frac{1}{\mu_1^2} \ln \frac{A_1}{\theta^{\otimes}} \quad (22)$$

или с учетом того, что  $F_o = \frac{a_{эф.1} \times \tau}{R^2}$ , окончательно запишем:

$$\tau = \frac{R^2}{a_{эф.1} \times \mu_1^2} \ln \frac{A_1}{\theta^*} \quad (23)$$

Необходимый для вычислений по уравнению (23) параметр  $\mu_1^2$  находится по характеристическому уравнению (8) как первый положительный корень этого уравнения. Функция (8) табулирована в [116] поэтому

нахождение параметра  $\mu_1^2$  по величине  $\tilde{B}i$  не вызывает затруднений.

## II - ая модель

При разработке второй модели, в отличие от первой модели, примем что биомасса,- находящаяся в рабочем объеме теплообменника идеально перемещена по всему рабочему объему.

Для аппарата полного перемешивания запишем кинетическое уравнение в виде:

$$\frac{d\bar{t}_1(\tau)}{d\tau} = K^* (\bar{t}_2(\tau) - \bar{t}_1(\tau)), \quad (24)$$

где

$K^*$  - модифицированный коэффициент теплопередачи, 1/с.

Для идентификации коэффициента  $K$  рассмотрим уравнение теплопередачи для периодически действующего аппарата:

$$dQ = K [(\bar{t}_2(\tau) - \bar{t}_1(\tau)) F \cdot d\tau \quad (25)$$

где

$dQ$  - количество теплоты, передаваемое холодному теплоносителю в аппарате через поверхность теплообмена за время  $d\tau$ , Дж;

$F$  - поверхность теплообмена в рассматриваемом теплообменном аппарате,  $m^2$ .

Из (25) получим:

$$\frac{d\theta}{d\tau} = K [\bar{t}_2(\tau) - \bar{t}_1(\tau)] \times F, \quad (26)$$

С другой стороны величину  $\frac{d\theta}{d\tau}$  можно представить в виде

$$\frac{d\theta}{d\tau} = G_1 \times C_1 \times \frac{d\bar{t}_1(\tau)}{d\tau}, \quad (27)$$

где

$C_1$  - удельная массовая теплоемкость холодного теплоносителя, Дж/(кг × К).

Приравнявая (26) и (27), найдем:

$$G_1 \times C_1 \times \frac{d\bar{t}_1(\tau)}{d\tau} = K [\bar{t}_2(\tau) - \bar{t}_1(\tau)] \times F, \quad (28)$$

или

$$\frac{d\bar{t}_1(\tau)}{d\tau} = \frac{K \times F}{G_1 C_1} \times [\bar{t}_2(\tau) - \bar{t}_1(\tau)] = K^* [\bar{t}_2(\tau) - \bar{t}_1(\tau)] \quad (29)$$

Следовательно:

$$K^* = \frac{K \times F}{G_1 C_1} \quad (30)$$

Уравнение (29) представляет собой модифицированное уравнение теплопередачи, в котором коэффициент  $K^*$  - модифицированный коэффициент теплопередачи.

Используя уравнение теплового баланса представим в виде

$$\bar{t}_2(\tau) = t_{2н} + t_{1н} - \bar{t}_1(\tau) \quad (31)$$

Подставим (31) в (24):

$$\frac{d\bar{t}_1(\tau)}{d\tau} = K^* \times [t_{2н} - t_{1н} - 2\bar{t}_1(\tau)] \quad (32)$$

Разделим в (32) переменные и проинтегрируем полученное выражение в пределах от  $\bar{t}_{1н}$  до  $\bar{t}_{1(\tau)}$  и от 0 до  $\tau$ , считая удельную теплоемкость  $C_1 = \text{const}$ :

$$\int_0^{\tau} d\tau = \frac{1}{K^*} \int_{\bar{t}_{1.H}}^{\bar{t}_{1.H}} \frac{d\bar{t}_1}{t_{2.H} + t_{1.H} - 2\bar{t}_1(\tau)}$$

В результате получим:

$$\tau = -\frac{1}{2K^*} \ln(t_{2.H} + t_{1.H} - 2\bar{t}_1(\tau)) \Big|_{t_{1.H}}^{\bar{t}_{1.(\tau)}} = \frac{1}{2K^*} \ln \frac{t_{2.H} - t_{1.H}}{t_{2.H} + t_{1.H} - 2\bar{t}_1(\tau)} = \frac{1}{2K^*} \ln \frac{1}{\theta} \quad (33)$$

где

$$\theta = \frac{t_{2.H} + t_{1.H} - 2\bar{t}_1(\tau)}{t_{2.H} - t_{1.H}} \quad \text{относительная}$$

температура.

Формула (2.28) удовлетворяет предельным переходам:

при  $\bar{t}_1(\tau) = t_{1.H}$  имеем:  $\theta = 1$  и  $\tau = 0$

при  $\bar{t}_1 \Big|_{\tau \rightarrow \infty} = \bar{t}_2 \Big|_{\tau \rightarrow \infty} = \frac{t_{1.H} + t_{2.H}}{2}$  (состояние теплового равновесия):

$$\theta = \frac{t_{2.H} + t_{1.H} - 2 \frac{t_{1.H} + t_{2.H}}{2}}{t_{2.H} - t_{1.H}} = 0$$

следовательно  $\tau = \frac{1}{2K^*} \ln \frac{1}{\theta} \rightarrow \infty$ , то есть

тепловое равновесие теплоносителей теоретически устанавливается за бесконечно большое время.

Уравнению (33) можно придать следующий вид:

$$\theta = \exp(-2K^* \tau) \quad (34)$$

Зависимость (34) может быть использована для проверки адекватности данной математической модели и для опытного определения коэффициента  $K^*$ . Для этого проводится эксперимент по определению изменения относительной температуры  $\theta$  во времени  $\tau$  и строится зависимость

$$\ln \theta = f(\tau) = -2 K^* \tau \quad (35)$$

Как видно из (35), график зависимости  $\ln \theta$  от  $\tau$  проходит через начало координат, а сама зависимость линейна. Соответствие опытной кривой нагрева этим требованиям будет свидетельствовать об адекватности математической модели. Тангенс угла наклона линии, выражаемой уравнением (35), равен (рис.2.5):

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = -2 K^* \quad (36)$$

откуда

$$K^* = - \frac{\operatorname{tg} \gamma_1}{2} \quad (37)$$

Зависимость  $\ln \theta$  от времени  $\tau$  согласно (35)

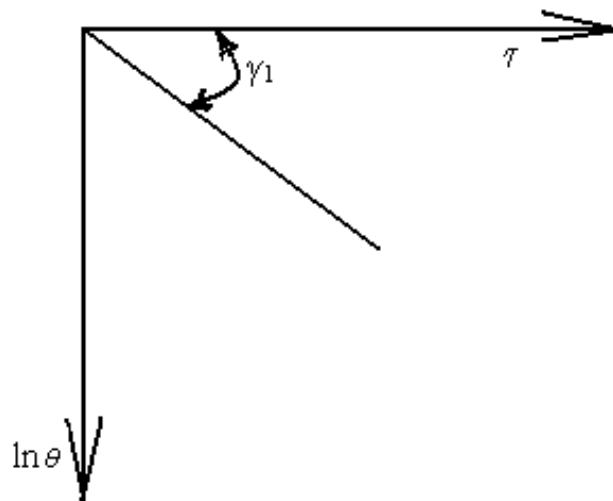


Рис.2.5.

Проведя серию экспериментов при различных значениях



варьируемых параметров (влажность навоза, частота пульсаций и т.д.), можно получить функциональную зависимость

$$K^* = f(P_1, P_2, \dots), \quad (38)$$

где

$P_1, P_2, P_3$  варьируемые параметры.

Наличие опытной зависимости (38) в сочетании с кинетическим уравнением (33) позволяет рассчитывать необходимое время пребывания теплоносителей в рекуператоре для достижения заданной степени уменьшения относительной температуры  $\theta$  (задаемая конечной величиной  $\bar{t}_{1,k}$ , определяем  $\theta$  и далее по уравнению (33) -  $\tau$

Сравнение двух приведенных выше математических моделей процесса показывает, что вторая модель процесса более легко реализуема на практике. Однако окончательный вывод о ее предпочтительности может быть сделан только при удовлетворении ее адекватности реальному процессу.

### 2.3. Проверка адекватности математической модели II

С целью проверки адекватности математической модели II была изготовлена и смонтирована лабораторно-стендовая установка, общий вид и принципиальная схема которой приведены на рис. 2.6 и 2.7. На этой установке был проведен ряд экспериментальных исследований с целью проверки адекватности математической модели.

#### 2.3.1. Описание лабораторной установки

Лабораторная установка (рис.2.6) представляет собой многотрубчатый рекуператор (1), состоящий из гладких вертикальных труб (2) (рис.2.8) и

замкнутого контура охлаждающего теплоносителя.

Установка снабжена термостатом (3) для подогрева и постоянного поддержания заданной температуры горячего теплоносителя, емкости для холодного теплоносителя (4), а также измерительных приборов и системы автоматического управления. Для обеспечения возвратно-поступательного перемешивания холодного и горячего теплоносителей в рекуператоре использовали микрокомпрессор ВК-1 производительностью 40 л/ч.

Рекуператор был изготовлен из стали с толщиной стенки 3,5 мм трубки теплообменника - из меди с толщиной стенки 1 мм (табл.2.1).

Испытывались 5 типоразмеров рекуператора, различающиеся диаметром кожуха длиной труб (табл.2.1) и их количеством в кожухе. Диаметр кожуха рекуператора варьировался в пределах от 150 до 208 мм, число труб - от 16 до 24. Удельная поверхность рекуператора изменялась от 12 до 14 м<sup>2</sup> /м<sup>3</sup>.

Таблица 2.1

Геометрические параметры труб рекуператора  
(лабораторной установки)

Номера труб	Наружный диаметр, мм	Внутренний диаметр, мм	Длина труб, мм	Ширина канавки под термопару, мм	Толщина стенки, мм
1	16	14	80	1,5	1
2	16	14	120	1,5	1
3	16	14	180	1,5	1
4	12	10	200	12	1
5	12	10	400	2	1

Рекуператор теплоизолировали слоем асбеста толщиной 25 мм. Для измерения температуры теплоносителей на входе и выходе из рекуператора использовали хромель-копелевые термопары с термоэлектродами диаметром 0,2 мм и параллельно-лабораторные термометры с ценой деления 0,1°C. Для регистрации ТЭДС термопар использовали осциллограф Н - 115 В рабочей трубке, представлявшей собой измерительную ячейку, была установлена термопара для измерения локальных значений температуры стенки.

Заделка термопар в стенку показана на рис.2.9. На поверхности трубы вдоль образующей прорезали канавку шириной 2 мм и глубиной 0,8 - 0,5 мм. Отводящие части спая хромель-копелевой термопары тщательно изолировались друг от друга и от стенки трубки. Термоэлектродные провода с хромель-копелевыми термопарами располагались вдоль паза по изотермической поверхности заподлицо, так чтобы они не выступали над поверхностью и далее по пазу вдоль трубы, после чего места заделки термопар тщательно обрабатывалось, сравнивалось с поверхностью теплообмена, чтобы избежать искажения процесса теплообмена в данном месте.

В зависимости от конструкции (длины рабочей зоны) по высоте трубы устанавливались 3 - 6 термопар (рис.2.9). Термопары располагали по одной образующей.

Общий вид лабораторной установки

1- рекуператор; 2- трубопроводы для теплоносителей; 3- термостат; 4- емкость для холодного теплоносителя; 5- пульт управления; 6-расширительный бачок; 7- осциллограф Н - 115

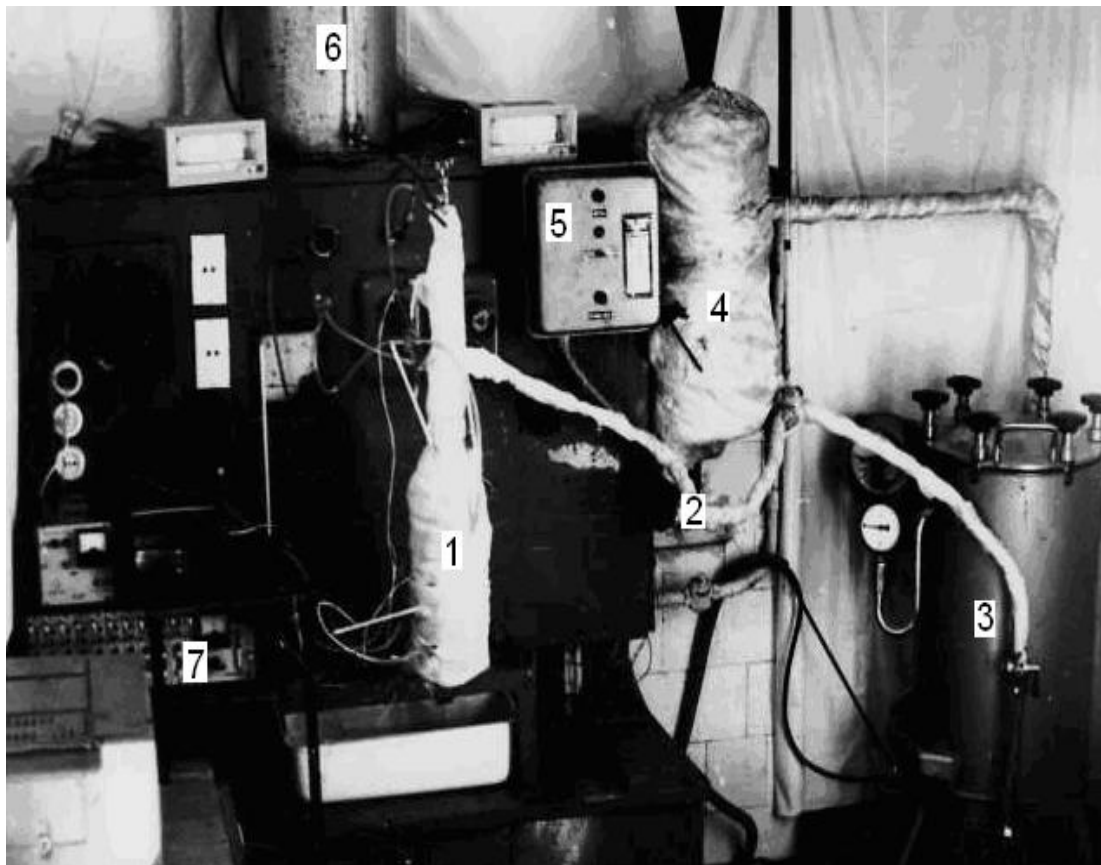


Рис .2.6.

Свободные концы термопар выводились из рабочих зон наружу через штуцера и уплотнялись фторопластовыми прокладками. Перед установкой все термопары тщательно тарировались в масляной ванне с вторичным прибором. Рабочая трубка изолировалась от корпуса рекуператора. После установки термопар в рабочее положение их проверка повторялась после каждой серии опытов.

Принципальная схема лабораторной установки: 1-рекуператор-утилизатор; 2-измеритель температуры : 3-компрессор: 4- термостат: 5- бак холодной воды : 6- U-образный мановакуумметр : 7- термометры ; 8-вентили :

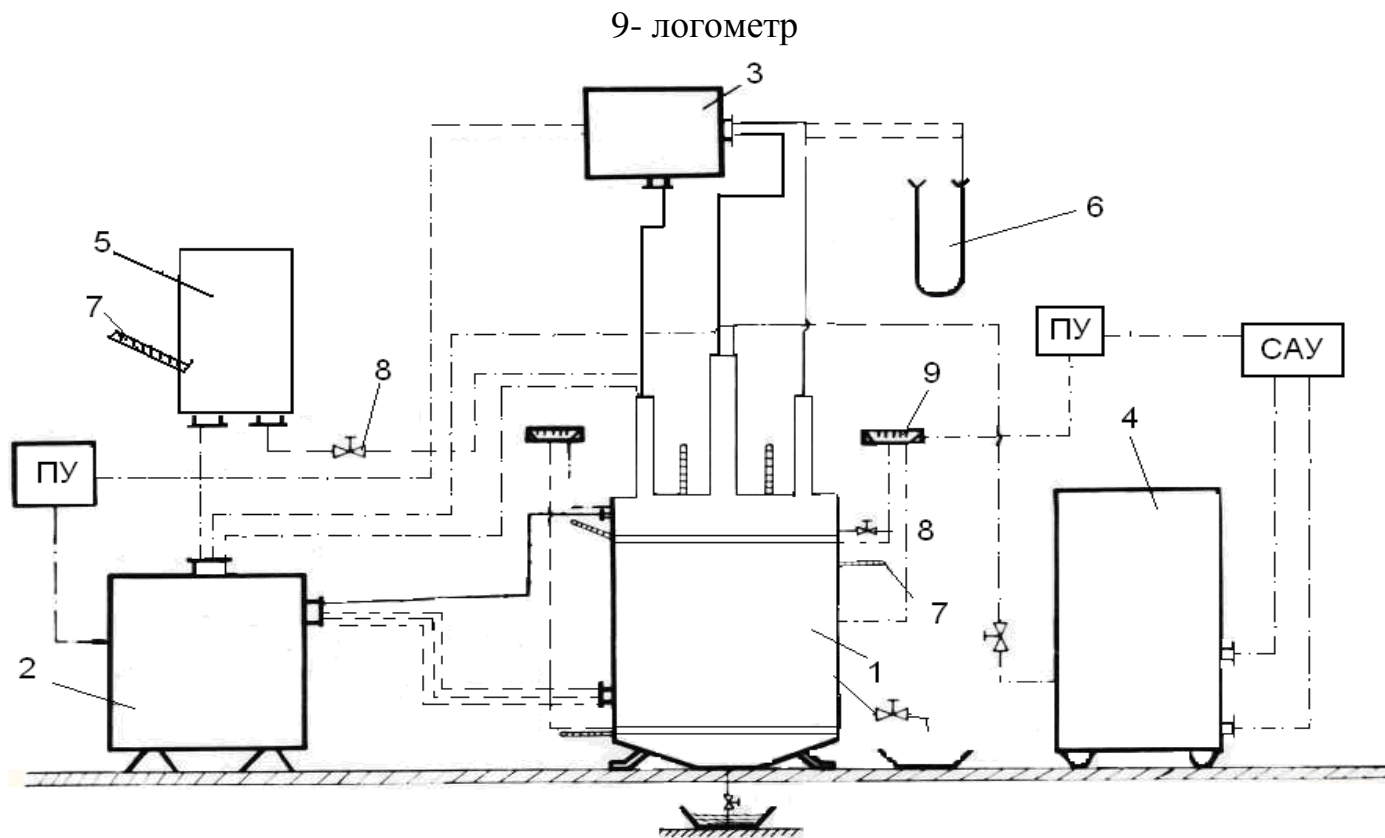


Рис 2.7

Конструктивная схема лабораторного рекуператора и заделка термопар:

1- рекуператор; 2 – трубка – теплообменник; 3 – штуцер; 4 – верхняя крышка;  
5 – нижняя крышка; 6 - термопары

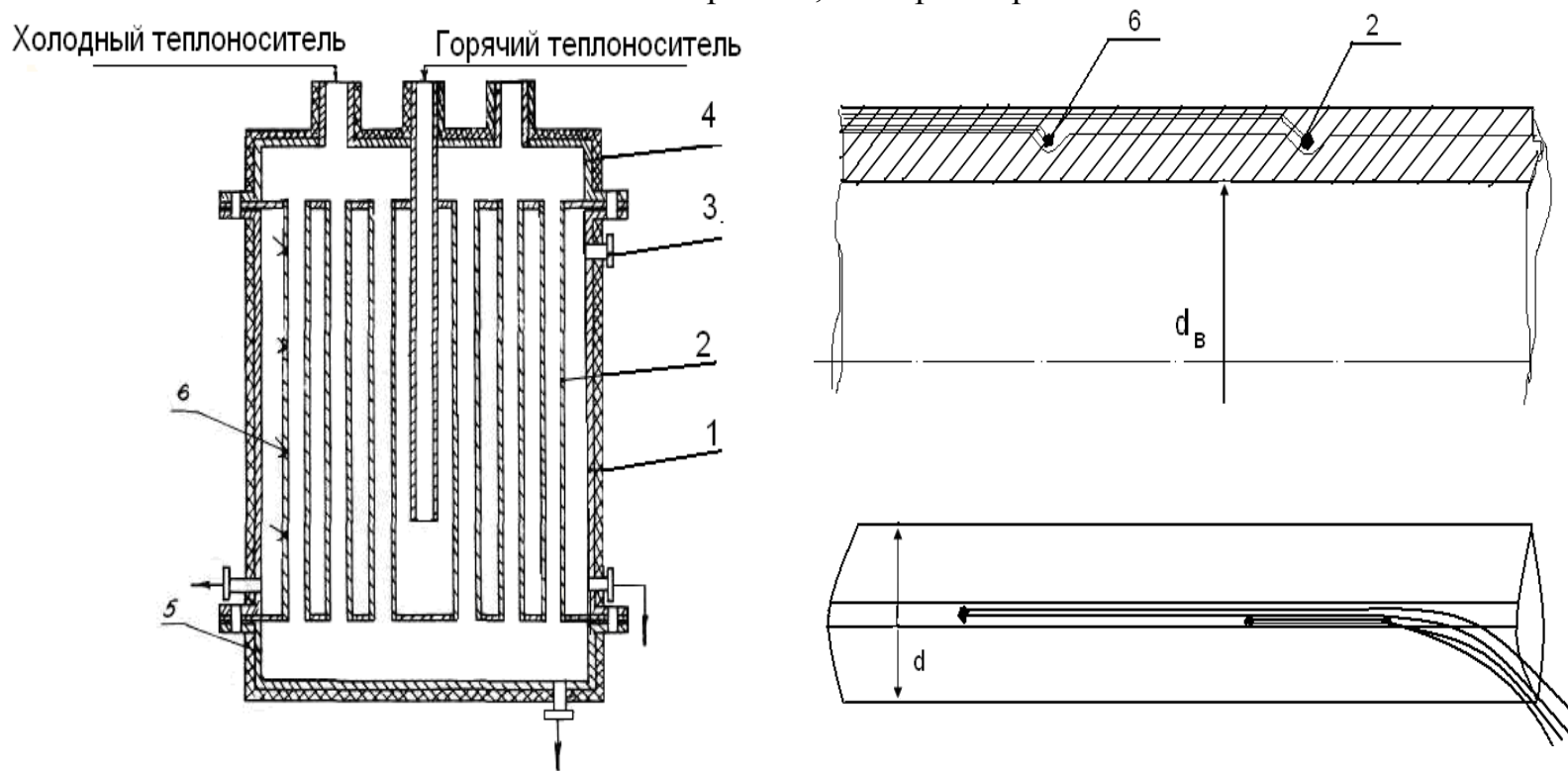


Рис.2.8

### 2.3.2. Методика проведения опытов

Для проведения опытов на лабораторной установке, сначала устанавливали температурный режим процесса, так как от этого во многом зависела точность полученных опытных данных. В термостате поддерживали температуру горячего теплоносителя  $55^{\circ}\text{C}$ . Горячие и холодные теплоносители в рекуператор заливали одновременно, через верхние патрубки. При этом фиксировали температуру теплоносителей с помощью термопар, установленных в специальном патрубке и контролировали лабораторными термометрами, количество теплоносителей измеряли объемным способом. После этого с помощью микрокомпрессора создавали возвратно-поступательное перемешивание теплоносителей с переменными амплитудами от 50 до 280 мм - в обеих полостях одновременно. Возвратно-поступательное движение теплоносителей контролировали с помощью объемного датчика. В опытах с помощью термопар фиксировали значения температур на поверхности трубок теплообменника и в рабочих объемах рекуператора.

При проведении опытов по ходу эксперимента проводили измерение и регистрацию следующих параметров:

- начальной температуры первого (холодного) теплоносителя, -  $t_{1,н}$ ;
- температуры первого теплоносителя на входе в рекуператор -  $t_1$ ;
- текущей температуры первого теплоносителя -  $t_1$  ( $^{\circ}\text{C}$ );
- конечной температуры первого теплоносителя -  $t_{1,к}$ ;
- начальной температуры второго (горячего) теплоносителя -  $t_{2,н}$ ;
- температуры второго теплоносителя на входе в рекуператор -  $t_2$ ;
- текущей температуры второго теплоносителя -  $\tilde{t}_2$  ( $\tau$ );
- конечной температуры второго теплоносителя -  $t_{2,к}$ ,

Схема заделки термопар на рабочих участках

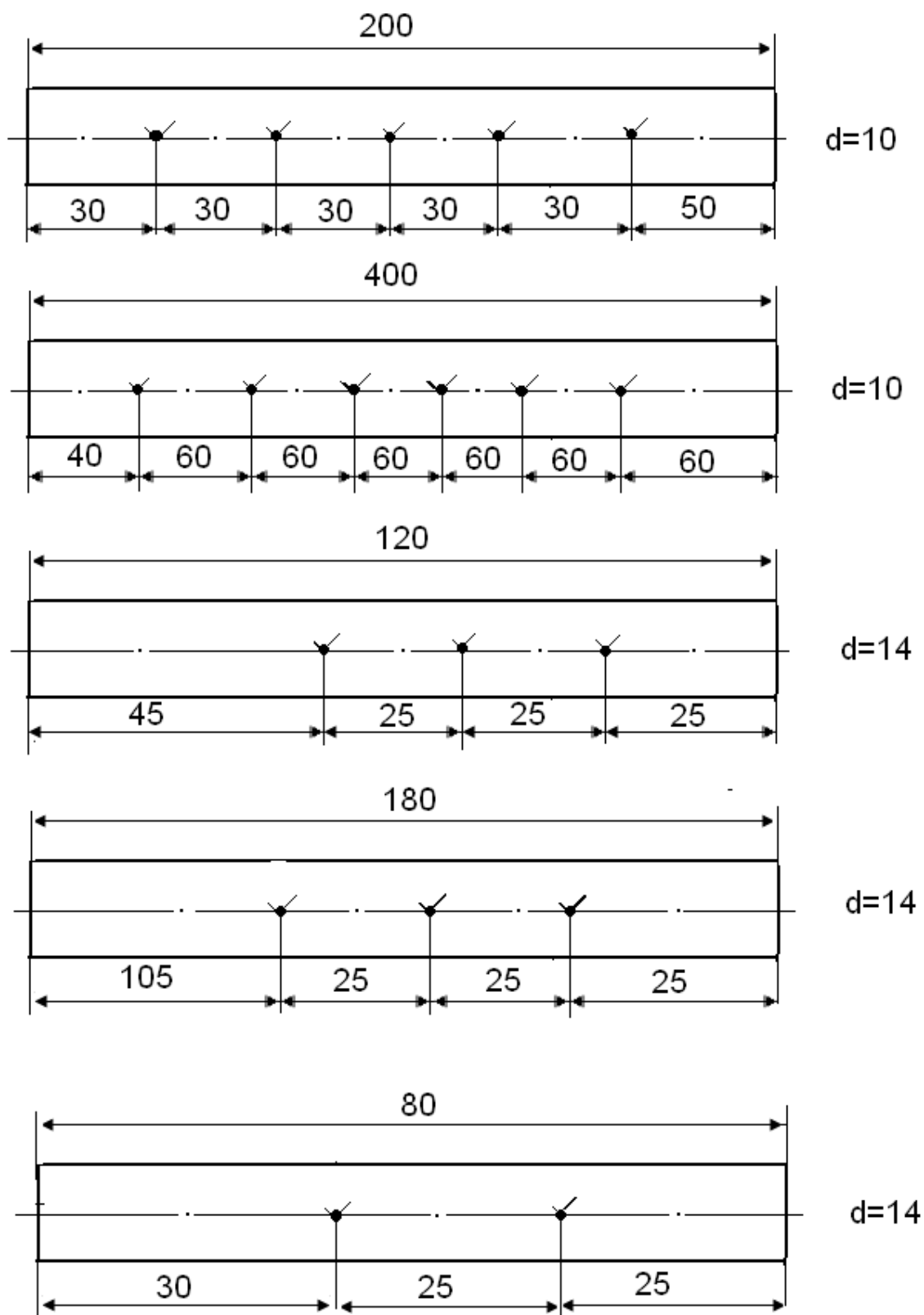


Рис.2.9



Количество горячего и холодного теплоносителей измеряли объемным способом и в ходе опыта поддерживали постоянными.

Показания ТЭДС термопар регистрировали осциллографом Н-115 и гальванометром М-195/1.

Показания термопар при ин осциллограф Н - 115 дивидуальной тарировке совпали с разбросом не более  $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ .

Существенную роль при изучении процесса теплопередачи, имеет точность измерения температуры наружной поверхности теплообмена, так как она характеризует надежность полученных опытных результатов. Существуют два метода измерения температуры поверхности: метод сопротивления и метод термопар. Как первый, так и второй метод имеют свои преимущества и недостатки. В ряде работ при исследовании теплопередачи применен метод термопар [90,91].

В данном случае выбран второй метод, поскольку он позволяет получить локальные значения температуры стенки, что важно для установления зависимости температуры стенки по ее длине  $T = f(L)$  [90]. Метод сопротивлений дает среднее значение температуры стенки по ее длине. В качестве холодного теплоносителя использовали воду из водопроводного крана с температурой 9 - 10 $^{\circ}\text{C}$ .

Показания осциллографа Н-115 обрабатывали по общеизвестной методике [102].

Опыты проводили с трехкратной повторностью. Перед каждым опытом проверяли герметичность установки.

Все параметры процесса фиксировали каждые 1,5 минуты с помощью секундомера и отмечали в журнале регистрации.

### 2.3.3. Анализ и обсуждение результатов

Описанная лабораторная установка была использована для проверки адекватности математической модели процесса теплопередачи при возвратно - поступательном перемещении обеих сред. И оценки влияния таких его параметров, как амплитуда в диапазоне (от 50 до 280 мм), число полного обрушивания (в интервале от 3 до 18 в минуту) и отношение длины  $L$  к диаметру  $d$  теплообменных трубок.

Результаты опытов представлены на рис. 2. 10 в виде зависимостей  $\ln\Theta = f(\tau)$ . Из рисунка видно, что зависимость -  $\ln\Theta$  от времени  $\tau$  проходит через начало координат и имеет линейный характер. Это свидетельствует о том, что опытные данные хорошо аппроксимируются уравнением (2.30). Следовательно математическая модель II может быть использована для описания процесса теплообмена в рассматриваемом рекуператоре сбросной теплоты, работающим в пульсирующем режиме. Из приведенных на рисунке данных по уравнению (2.32) были рассчитаны значения коэффициента теплопередачи (табл.2.2).

Из рис.2.10 и табл.2.2 следует, что при больших параметрах перемешивания теплоносителей в рекуператоре теплообмен происходит интенсивнее (кривая I). Это объясняется большей частотой обновления теплоносителя на поверхности теплообмена.

На рис.2.11 дано сопоставление опытных кривых нагрева и рассчитанных по уравнению (2.29) с использованием значений коэффициента теплопередачи  $K^*$  приведенных в табл.2.2. Результаты сравнения показывают, что средняя относительная погрешность вычисленных значений  $\tau$  от расчетных составляет  $\pm 6\%$ . Это показывает адекватность математической модели II реальному процессу и ее применимость для инженерных расчетов.

Экспериментальная зависимость  $-\ln\Theta = f(\tau)$

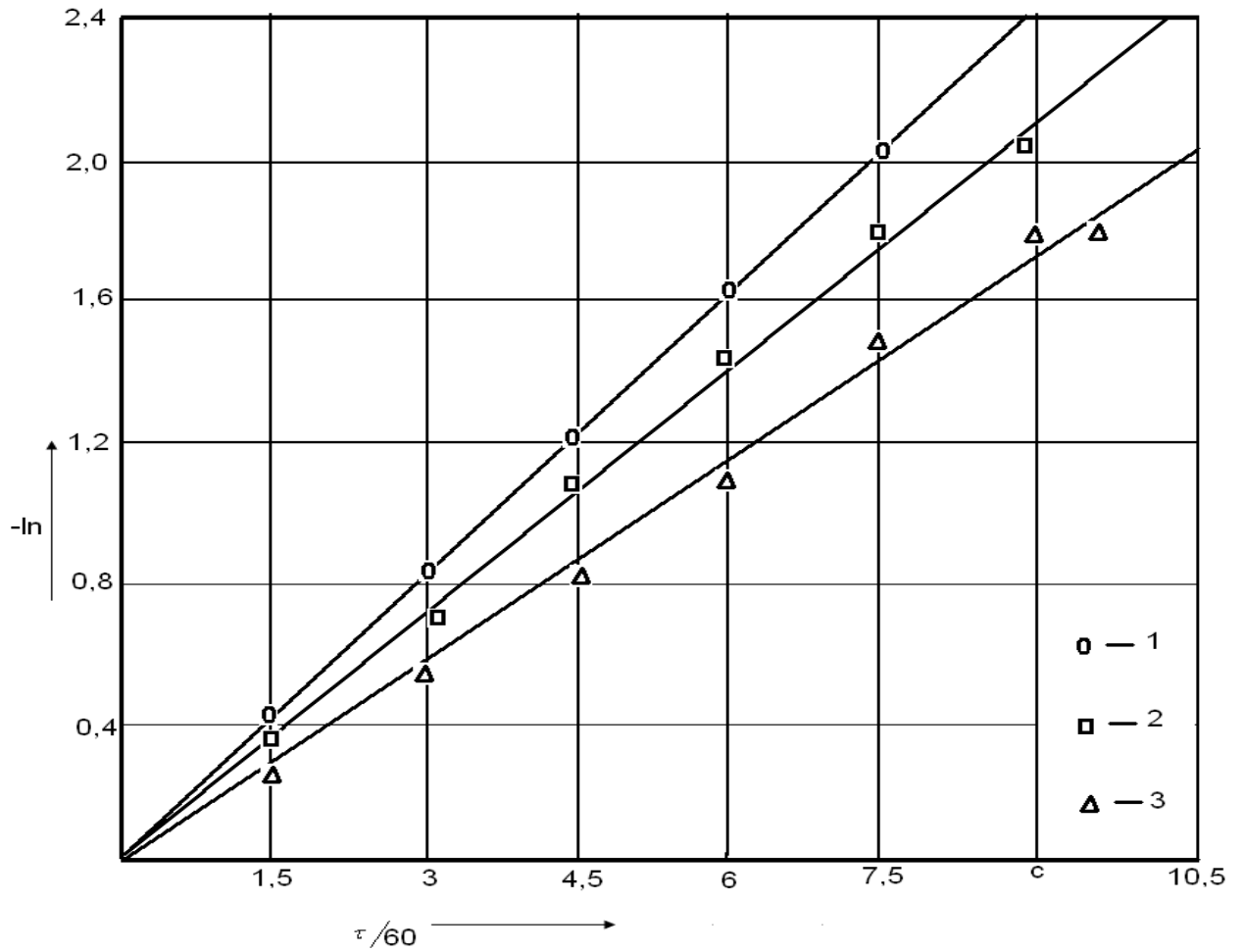


Рис.2.10

при:            1-  $A = 170 \text{ мм}, n = 18 \text{ с}^{-1}$  ;  
                   2-  $A = 280 \text{ мм}, n = 10 \text{ с}^{-1}$  ;  
                   3-  $A = 170 \text{ мм}, n = 2 \text{ с}^{-1}$

Таблица 2.2

Значения коэффициента теплопередачи соответствующие  
 опытам, иллюстрируемым рис.2.10

№ линии на рис 2,10	1	2	3
$k^* \times 10^3 \cdot \text{к/с}$	2,372	2,254	1,631

Сравнение опытных и рассчитанных по уравнению (2.29) кривых нагрева теплоносителя в рекуператоре, сбросной теплоты с возвратно-поступательным движением сред

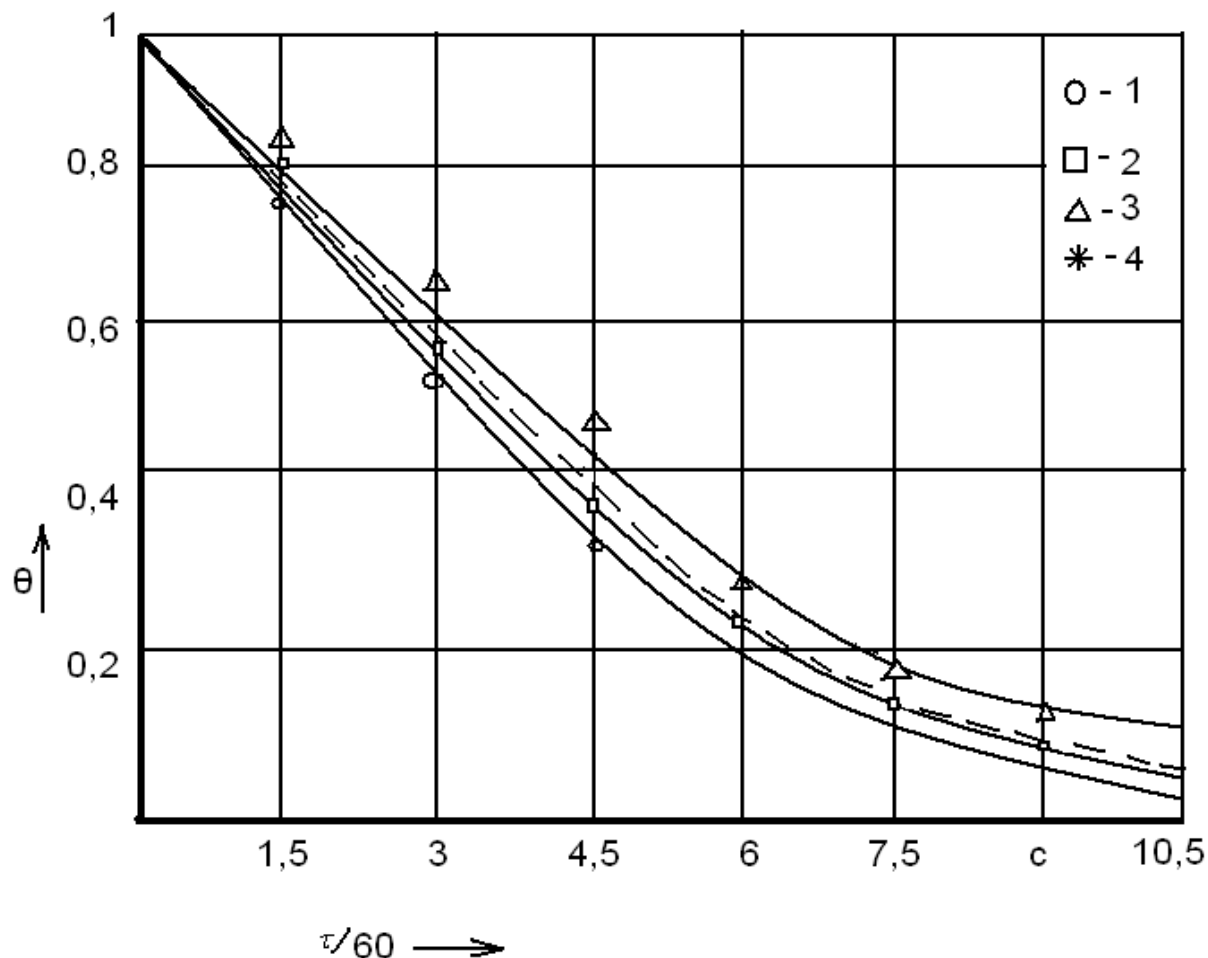


Рис.2.11.

при: -А = 170 мм, n= 18 с<sup>-1</sup>; -А= 280 мм; n= 10 с<sup>-1</sup>; -А=170.мм,n=2с<sup>-1</sup>;  
4 -А= 173,5 мм, n-14 с<sup>-1</sup>;( линии - расчет, точки - эксперимент)

Путем анализа полученных значений коэффициента теплопередачи, характеризующего интенсивность теплообмена, было установлено, что наиболее высокое значение она имеет в рекуператоре с соотношением диаметра трубы к ее длине в пределах:  $d/l = 0,015-0,190$  (рис.2.12).

Зависимость интенсивности теплообмена  $K$  от соотношения диаметра трубок к ее длине  $d/e$

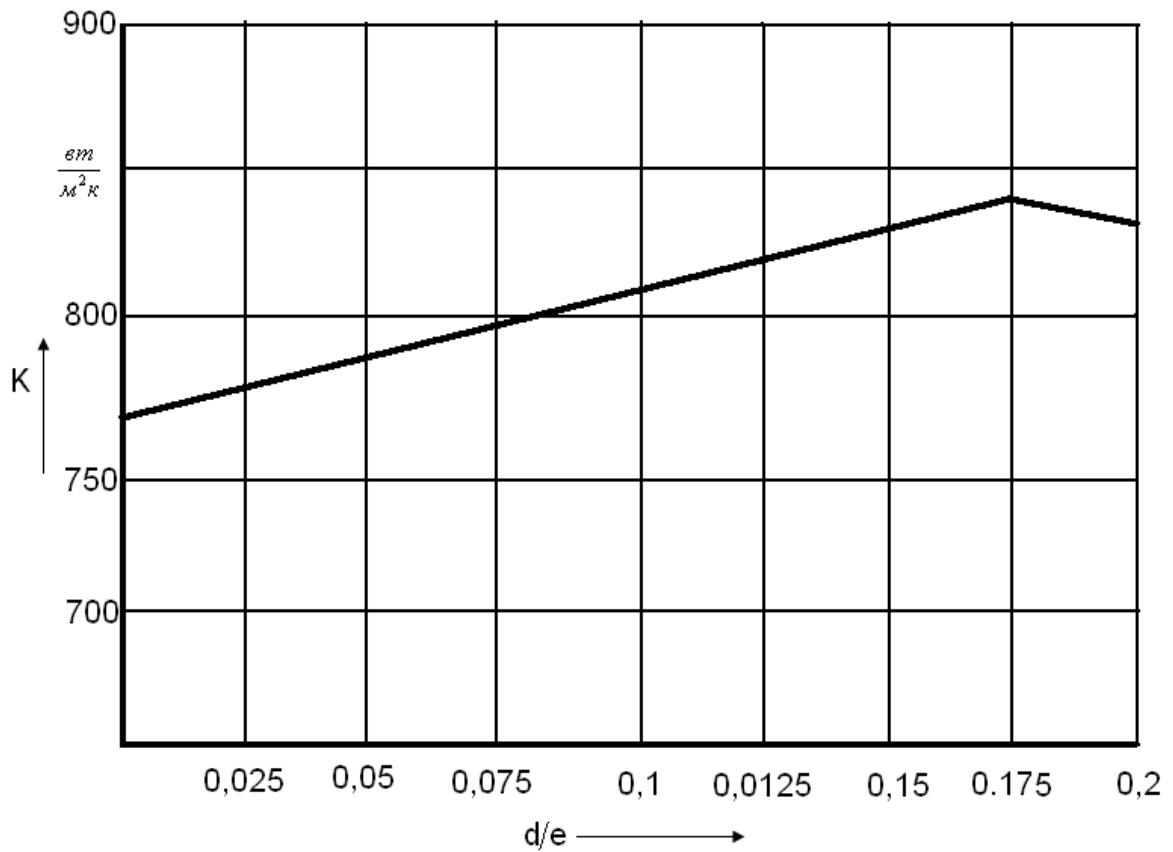


Рис .2.12.

Было установлено далее, что процесс, теплообмена при пульсационном режиме в 1,3 - 3,5 раза более интенсивен, чем в отсутствие перемешивания.

Повышение интенсивности теплообмена в значительной степени зависит от частоты пульсаций теплоносителя: при изменении частоты пульсаций в интервале  $1-20 \text{ с}^{-1}$  интенсивность теплообмена в опытах возросла в 1,5 - 2,5 раза по сравнению с режимом без перемешивания (табл.2.2).

## Выводы по главе 2

1. Предложены две нестационарные математические модели, описывающие процесс теплообмена в рекуператоре, одна из которых основана на решении дифференциального уравнения теплопроводности совместно с уравнением теплового баланса аппарата, а вторая основана на допущении о полном перемешивании теплоносителей в рабочем объеме аппарата. Показано, что вторая модель удобнее на практике и адекватна реальному процессу.

2. Получение зависимости позволяют рассчитать время пребывания теплоносителей в рекуператоре, обеспечивающее необходимую степень релаксации температурного напора.

3. Результаты опытов на лабораторной установке свидетельствуют о том, что процесс теплообмена при пульсационном режиме в 1,3-3,5 раза интенсивнее, чем в отсутствие перемешивания. Повышение интенсивности теплообмена в значительной степени зависит от частоты пульсаций теплоносителя: при изменении частоты пульсаций в интервале  $1 - 20\text{с}^{-1}$ , интенсивность теплообмена в опытах возрастала в 1,5-2,5 раза.

## Г л а в а 3. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

### 3.1. Программа экспериментальных исследований

Теоретическими расчетами и исследованиями на лабораторной установке невозможно учесть все факторы, влияющие на интенсивность теплообмена и, следовательно, полностью оценить их. Только экспериментальные исследования в условиях приближенных к натуре, могут окончательно подтвердить эффективность выбранного направления, оценить правильность теоретических предпосылок, уточнить их и принять за базу для дальнейшего развития теории.

В связи с этим программа наших экспериментальных исследований включала следующие вопросы:

- исследование влияния технологических параметров (продолжительности одиночного цикла перемешивания, частоты полных обрушиваний (пульсаций), продолжительности отлёжки между циклами перемешивания, влажности навоза) работы рекуператора биогазовой установки на коэффициент теплопередачи;

- обоснование оптимальных технологических параметров работы рекуператора биогазовой установки;

- выяснение влияния способа подачи навоза в биогазовой установки с теплообменником - рекуператором на состав биогаза.

### 3.2. Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка моделировала предложенный нами способ обработки навоза [76] и установку для его осуществления [36,105], описание которых дано в разделе 2.1. Она включала в себя: рекуператор

теплоты сброженного навоза, выдерживатель исходного навоза, биореактор метанового сбраживания выдержанного субстрата под вакуумом, конструкция которого позволяет осуществлять его периодическое послойное перемещение с одновременным нагревом и утилизацией теплоты сброженного навоза, вакуумный насос с автоматическим управлением и систему управления температурного режима,

Кроме того, для контроля температурного режима установки имелись термометры. Общий вид и принципиальная схема экспериментальной установки представлены на рис.3.1 и 3.2.

Установка (рис.3.2) имела цилиндрический неподвижный метантенк 3, с автоматически управляемыми системами температурного режима и перемешивания теплоносителей - едиными для метантенка и рекуператора 4, в котором температурный режим поддерживался с помощью горячего теплоносителя, нагреваемого в термостате 16. Для измерения и сбора выходящего биогаза имелся газгольдер 10 с горелкой 14 для сжигания избыточного газа.

Установка работает следующим образом. Холодный теплоноситель (свежий навоз) загружается в трубное пространство рекуператора-утилизатора теплоты ручным способом через гидрозатвор, одновременно горячий теплоноситель (сброженная масса), подогретый в термостате до постоянной температуры ( $55^{\circ}\text{C}$ ), загружается в межтрубное пространство. После подогрева холодного теплоносителя до определенной температуры с помощью ручного поршневого насоса осуществляется вытеснение необходимой его дозы в метантенк, а остатки удаляются из рекуператора. При этом без выгрузки горячего теплоносителя из рекуператора загружается вторая порция холодного свежего навоза для дополнительного отбора теплоты горячего переработанного навоза.



Переработанный навоз из метантенка удаляется через емкость-дегазатор диаметром 25 мм, опущенную в верхнюю часть газосборника с выгрузной емкостью (рабочим объемом - 0,5 л), при этом образуется гидравлический затвор.

Общий вид экспериментальной биогазовая установка  
рекуператором

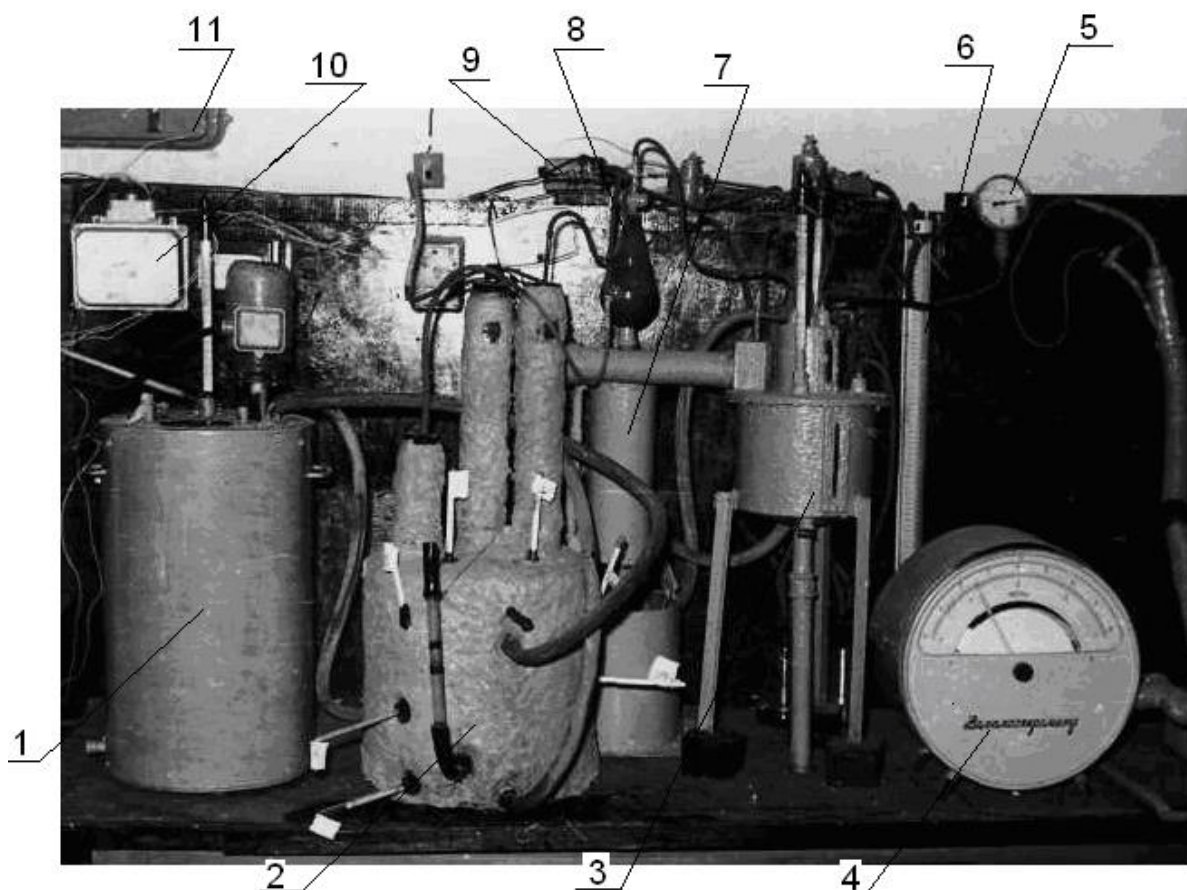


Рис.3.1

После проведения второго цикла теплоотбора горячий теплоноситель выгружается из рекуператора, а вместо него загружается свежий горячий (с температурой 55°C) теплоноситель.

Принципиальная схема экспериментальной биогазовой установки с рекуператором:

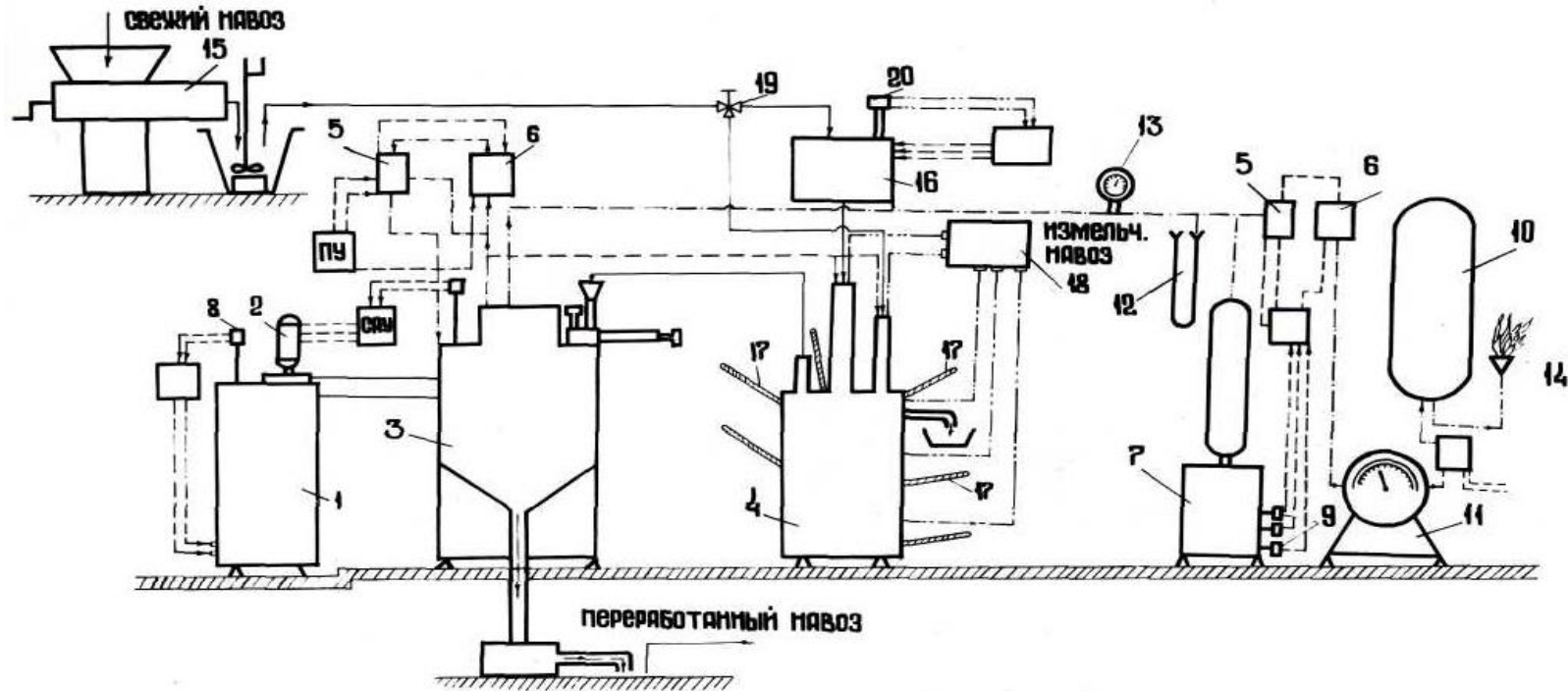


Рис.3.2

1-термостат; 2-циркуляционный насос горячей вода;3-метантенк;4-рекуператор;5-лектромаг-нитный клапан; 6 - компрессор; 7-вакуумрегулятор; 8,20- терморегулятор; 9 - датчик воды;10- газгольдер;11- измеритель газа;12-образный мановакуумметр;13-вакуумметр;14-горелка;15-измельчитель;16-термостат для навоза;17-термометры;18-измеритель температуры;19-трехходовой кран.

Для измерения и сбора выходящего биогаза служит газгольдер - волюмоспирометр ВСВ - 01 имеющий диапазон измерения от 0-8 л с ценой деления 0,05 л и относительной погрешностью  $\pm 2\%$ .

Система автоматического управления (САУ) установки была выполнена и функционировала в соответствии с описанием [69]. Для уменьшения теплопотерь рекуператор был изолирован снаружи теплоизоляционным материалом типа "СЭНДВИЧ" с термическими сопротивлениями  $R_{из} = 2,15 \text{ К}\times\text{м}^2/\text{Вт}$  ( $K_{рекуп} = 0,465 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times\text{К})$ ). В верхней части загрузочных патрубков имелось смотровое окно для контроля пульсаций теплоносителей сбоку рекуператора был установлен U - образный водяной вакуумметр.

Экспериментальный вертикальный кожухотрубный рекуператор имел кожух диаметром 460 мм, изготовленный из листовой стали с толщиной стенки 15 мм, верхняя и нижняя трубные решетки рекуператора были изготовлены из листовой стали толщиной 2 мм, тепло-обменные трубки из стальных водопроводных труб с толщиной стенки 2 мм.

Загрузочный патрубок имел такой объем, что при возвратно-поступательном перемешивании теплоносителей при максимальной амплитуде он вмещал 1/3 часть теплоносителя, находящегося в трубках. Удельная поверхность теплообмена рекуператора составляла  $f = 7,36 \text{ м}^2/\text{м}^3$ .

Описанная экспериментальная установка позволяла исследовать процесс теплопередачи при влажности исходного навоза 86-98%, при заданной максимальной амплитуде пульсаций 40 мм и частоте пульсаций от 0,017 до 0,027 1/с возвратно - поступательным перемешиванием навоза в рекуператоре. Начальная температура горячего теплоносителя составляла 55°C, начальная температура холодного - от 8 до 10°C. Процесс перемешивания теплоносителей

осуществлялся периодически (в осциллирующем режиме), при этом стадия перемешивания варьировалось в пределах 1-30 мин, а стадия отлёжки в пределах 1-60 мин.

### 3.3. Методика проведения опытов на экспериментальной установке

В экспериментальных исследованиях в качестве холодного теплоносителя использовали бесподстилочный навоз крупного рогатого скота молочно - товарной фермы учхоза ТИМИ (бывшие ТИИИМСХ). Брали его из канавки уборочного транспортера в помещении (коровнике) при температуре 18°C, В лаборатории навоз хранили в холодильнике при температуре -5°C. Характеристика навоза приведена в Приложении 13 .

Подготовка экспериментальной установки включала следующие этапы:

- подготовку линии поддержания вакуума в рекуператоре и метантенке;
- подготовку линии измерения и хранения биогаза;
- подготовку линии температурного режима;
- подготовку системы автоматического управления (САУ) процесса.

При подготовке вакуумной линии сначала проводили тарировку датчиков вакуумного регулятора с помощью водяной ванны и U - образного мановакуумметра. После этого устанавливали датчики в вакуумрегуляторе и подключали их к линии САУ. Устанавливали режим работы вакуумрегулятора с помощью U - образного мановакуумметра.

Для измерения и промежуточного хранения биогаза использовали волюмоспирометр. Последний по своим показателям более надежен, чем другие приборы.

Линия поддержания температурного режима определялась требованиями режима брожения. В термостате температуру жидкости поддерживали автоматически, ее уровень контролировали поплавковым датчиком уровня. Перед началом опыта каждый измерительный прибор температуры тарировали с помощью эталонного термометра. Затем линию поддержания температурного режима подключали к САУ,,

САУ линии процесса проверяли повторным включением автоматики установки.

Отработанную биомассу (переработанный в метантенке навоз) отбирали из метантенка, температурный режим которого был термофильным (55°C) при суточной дозе загрузки 30%. На выходе из метантенка температура переработанного навоза была 50-55°C.

Перед опытом проверяли исправность термометров, терморегуляторов, U - образного мановакуумметра, компрессоров и герметичность установки.

В журнале исследований фиксировали параметры холодного и горячего теплоносителей, а также текущие значения температур теплоносителей в рекуператоре, кроме того, записывали температуру наружного воздуха.

Перед началом опыта свежий (холодный) навоз измельчали в специальном измельчителе до размеров частиц 4 мм и определяли его влажность по общеизвестной методике [60].

Отработанную биомассу подогревали в термостате до режима брожения и постоянно поддерживали ее температуру на этом уровне, влажность отработанной биомассы была равна влажности свежего измельченного предварительно подготовленного навоза.

Путем отбора проб перед загрузкой свежего и отработанного навоза в рекуператор измеряли их зольность, концентрацию органи-

ческого вещества, рН сырья, объемный вес.

После проведения опытов повторно измеряли все вышеуказанные характеристики - как отработанного, так и подогретого в рекуператоре навоза.

Перед загрузкой сырья в установку через рекуператор прокачивали горячую воду, чтобы обеспечить его температурную стабилизацию, а затем загружали в него измельченные, предварительно подготовленные холодные и горячие теплоносители до рабочего уровня с помощью поршневого насоса, открывая ручной клапан. После загрузки сырья загрузочные патрубки герметично закрывали и заливали их водой, образуя гидравлический затвор. Холодный теплоноситель загружали в трубное, а горячий теплоноситель в межтрубное пространство одновременно. Изменение температуры в обеих полостях рекуператора фиксировали непрерывно.

Перемешивание теплоносителей в рекуператоре обеспечивали средствами перемешивания навоза в метантенке.

Компонентный состав биогаза исследован в САФВНИИ промгазе соответствующее заключение приведено в Приложении 4. Пробы газа при метановом брожении в термофильное режиме получены в зависимости от периода кормления крупно рогатые скот (зимний, весенний, летний и осенний).

Эксперименты проводили в 2 этапа: в первой серии опытов определяли влияние режимных параметров (продолжительности единичного цикла перемешивания  $\tau_n$  и частоты полных обрушивание (пульсации), продолжительности между циклами перемещения  $\Gamma_0$ , изменения влажности навоза  $W$  от 86 до 98%) на коэффициент теплопередачи  $K^*$  при теплообмене.

Вторую серию опытов проводили с целью определения области

оптимальных режимных параметров работы биогазовая установка, совмещенных с рекуператором.

Структура цикла теплообмена в рекуператоре, работающем по предложенному технологическому способу обработки навоза [76] показана на Рис.3.3.

Структура цикла теплообмена в рекуператоре

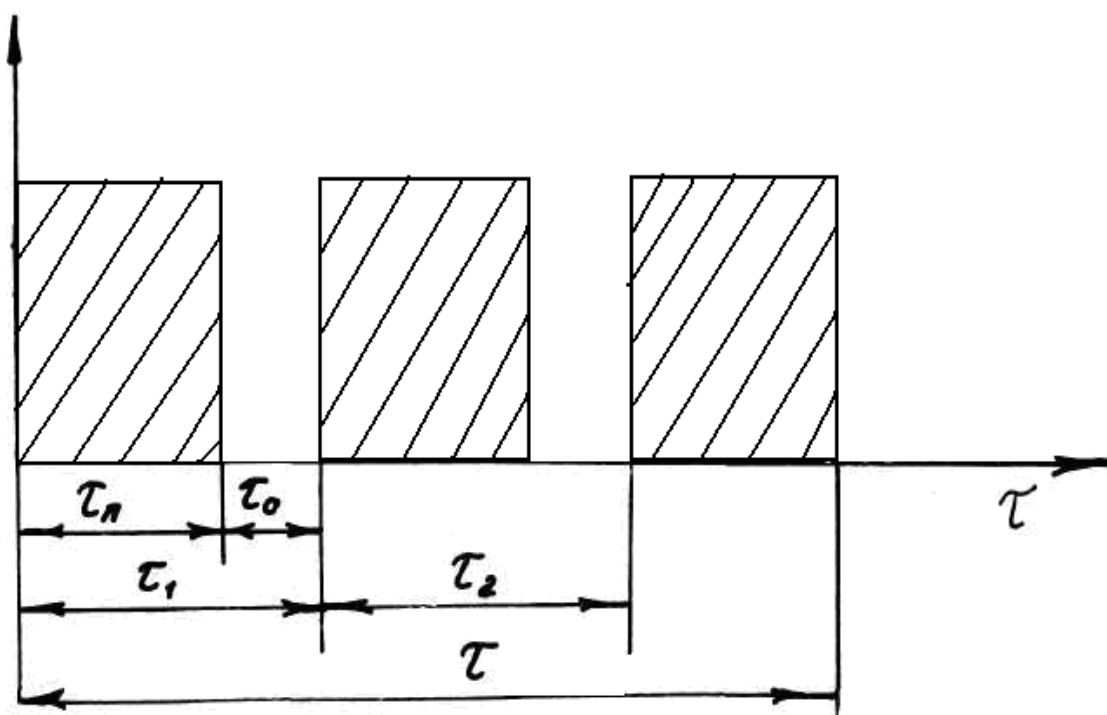


Рис.3.3

$\tau$  - продолжительность процесса теплообмена, мин;

$\tau_n$  - продолжительность единичного цикла перемешивания, мин;

$\tau_0$  - продолжительность между циклами перемешивания (отлёжки), мин;

$\tau_{ц,i}$  - первый цикл перемешивания - отлёжки;

$\tau = \sum_{i=1}^n \tau_{ц,i}$  (n - число единичных циклов перемещения - отлёжки).

Для определения области оптимальных технологических параметров работы биогазовая установка с рекуператором использовали метод

математического планирования эксперимента.

Целевой функцией являлась продолжительность теплоотбора и максимальная разность температур  $\Delta t = t_{1к} - t_{1н}$  соответственно, а варьируемыми параметрами - влажность навоза  $W$ , продолжительностью единичного цикла перемешивания  $\tau_n$ , частота полных обрушиваний  $\omega$ , а также продолжительность между циклами перемешивания  $\tau_o$  теплоносителей в рекуператоре.

### 3.4. Методика определения оптимальных технологических параметров эксплуатации рекуператора биогазовой установки

Основными технологическими параметрами системы утилизации теплоты переработанного навоза в биогазовой установке являются: температурный режим, влажность навоза, продолжительность единичного цикла перемешивания и частоты полных обрушиваний (пульсации), а также продолжительность отлежи между циклами перемешивания навоза.

Температурный режим в метантенке выбран на основе вышеуказанных достоинств термофильного режима и априорных сведений о нем. Соответственно термофильному режиму горячий теплоноситель имел начальную температуру  $55^{\circ}\text{C}$ , а холодный загружаемый навоз - температуру в пределах от  $8$  до  $10^{\circ}\text{C}$ , которая соответствует наименьшей температуре навоза в течение года.

Для нахождения оптимальных значений основных параметров эксплуатации рекуператора биогазовая установка использовали метод математического планирования эксперимента.

Перед началом основных опытов в трехкратной повторности проводили предварительные опыты.



По результатам предварительных опытов определяли:

- среднеквадратическое отклонение изучаемого показателя

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\alpha_i - x_i)^2}{n}} \quad (39)$$

- среднюю арифметическую величину изучаемого показателя

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i}{n} \quad (40)$$

где:  $\alpha_i$  - значение показателя при  $n$ -ой повторности;  
 $n = 3$  - число повторностей опыта;  $V$  - коэффициент вариации

$$V = \frac{\sigma}{\bar{X}} \times 100\% \quad (41)$$

В соответствии с методикой [88] определяли число повторностей основных опытов. Для этого задавали показатель точности и доверительную вероятность  $\alpha$ . При всех сериях опытов эти величины составляли с  $\alpha \leq 5\%$ ,  $p = 0,90$ .

При выбранной доверительной вероятности находили по таблице Стьюдента - Фишера [89] показатель точности  $K$  и показатель достоверности  $q$ , после чего определяли число повторностей опыта

$$n = \frac{v^2 \times q^2}{\alpha^2}, \quad (42)$$

После проведения опытов каждой серии проверяли показатель точности опытов по формуле

$$K = \pm \frac{m}{\bar{X}} \times 100, \quad (43)$$

где

$$m = \frac{\delta q}{\sqrt{n}} - \text{средняя ошибка среднего арифметического};$$

$q$  - показатель достоверности.

Число повторностей опытов принимали равным 3 - 5, с четырьмя повторностями реализовали схему центрального композиционного ротатбельного униформ - планирования, состоящую из полуреплики полнофакторного эксперимента, типа  $2^4$ , звездных и двух центральных точек [88,89].

Число экспериментов составляло 26. Плечо звездных точек  $\mp \alpha = 2$ . Так как число варьируемых переменных  $K = 4$  и планирование при таких экспериментальных данных требует высокой точности и значительных затрат времени, то для расчетов использовали электронно-вычислительную машину БЭСМ-6 с алгоритмическим языком "ФОРТРАН".

Значимость коэффициентов регрессии проверяли по критерию Стьюдента, дисперсию оценивали по известным формулам / 88 /. После определения уравнений регрессии определяли их адекватность по критерию Фишера. Для изучения поверхности отклика уравнение регрессии перевели в каноническую форму, используя методы прикладной математики и вычислительной техники. С помощью метода поиска оптимальных областей по уравнениям второго порядка установили тип поверхности отклика и пути нахождения экстремума в области эксперимента методом решения компромиссных задач [89].

Полученные данные позволяют описать модель процесса в виде

уравнения регрессии

$$Y = \epsilon_0 + \sum_{i=1}^n b_i \times x_i + \sum_{i=j}^n b_{ij} \times x_j \times x_i, \quad (44)$$

где

$Y$  - целевая функция.

Коэффициенты уравнения регрессии при ротатабельном планировании определяли по известным формулам [88], При этом число опытов составляло  $N = 26$ , число переменных  $K = 4$ , число центральных точек  $\Pi_0 = 2$ , число периферийных точек  $\Pi_c = 24$ ,

После расчетов получали следующие зависимости:

$$b_0 = 0,5 \sum_{u=1}^N \bar{Y}_u - 0,125 \sum_{u=1}^N \sum_{i=1}^n X_{iu}^2 \times \bar{Y}_u \quad (45)$$

$$b_i = 0,0417 \sum_{u=1}^N \sum_{u=1}^N X_{iu} \times \bar{Y}_u \quad (46)$$

$$b_{ij} = 0,0625 \sum_{U=1}^N X_{iu} \times X_{ju} \times \bar{Y}_u \quad (47)$$

$$b_{ii} = 0,03125 \sum_{U=1}^N X_i^2 \times \bar{Y}_u + 0,026 \times \sum_{U=1}^N \sum_{i=1}^n X_{iu}^2 \times \bar{Y}_u - 0,125 \sum_{U=1}^N \bar{Y}_u \quad (48)$$

После получения адекватной математической модели второго порядка, определяли координаты оптимума с изучением свойства поверхности отклика в окрестностях оптимума.

Найденные уравнения регрессии преобразовали в каноническую форму, произведя перенос начала координат в новую точку  $S_x$  и поворот старых осей на некоторый угол в факторном пространстве в результате чего исчезли линейные члены и изменилось значение свободного члена.

На основании полученных данных построены двумерные сечения, где представлена система контурных кривых, изображающих разность температур горячего теплоносителя в начале и конце процесса и время теплоотбора, в зависимости от значений определяющих параметров.

Для определения оптимальных значений критериев оптимизации (разности температур горячего теплоносителя в начале и конце процесса, определяющей максимальную величину теплоотбора и минимального времени теплоотбора) получили решение компромиссной задачи.

## Г л а в а 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РЕКУПЕРАТОРА БИОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ И ИХ АНАЛИЗ

### 4.1. Влияние режимных параметров рекуператора на процесс теплообмена

#### 4.1.1. Влияние влажности навоза на интенсивность теплообмена

Для изучения влияния влажности навоза на интенсивность теплообмена на экспериментальной установке в рабочую камеру поочередно загружали заранее подготовленный навоз с влажностью 86, 95 и 98%. При этом остальные технологические параметры процесса в рекуператоре поддерживали неизменными и равными: продолжительность единичного цикла перемешивания  $t = 15$  мин, частота полных оборотов  $\omega = 0,023 \text{ с}^{-1}$ , продолжительность отлёжки (выдержки) между циклами перемешивания  $\tau_0 = 30$  мин (структура цикла показана в разделе 3.3 настоящей работы).

Результаты экспериментов приведены на рис.4.1 и 4.2. Анализируя кинетику теплообмена (рис.4.1), легко увидеть, что процесс теплообмена интенсифицируется с ростом влажности навоза. Это объясняется тем, что с ростом влажности навоза  $W$  увеличивается его температуропроводность  $\alpha$ , что приводит к более быстрому его нагреву. Интенсивный теплообмен в начале процесса является следствием большой движущей силы процесса - разности температур холодного и горячего теплоносителей.

Для сравнения интенсивностей теплообмена при различных влажностях навоза и расчета коэффициента теплопередачи  $K^*$ , входящего в

Зависимости безразмерной температуры  $\theta$  от времени теплоотбора  $\tau$

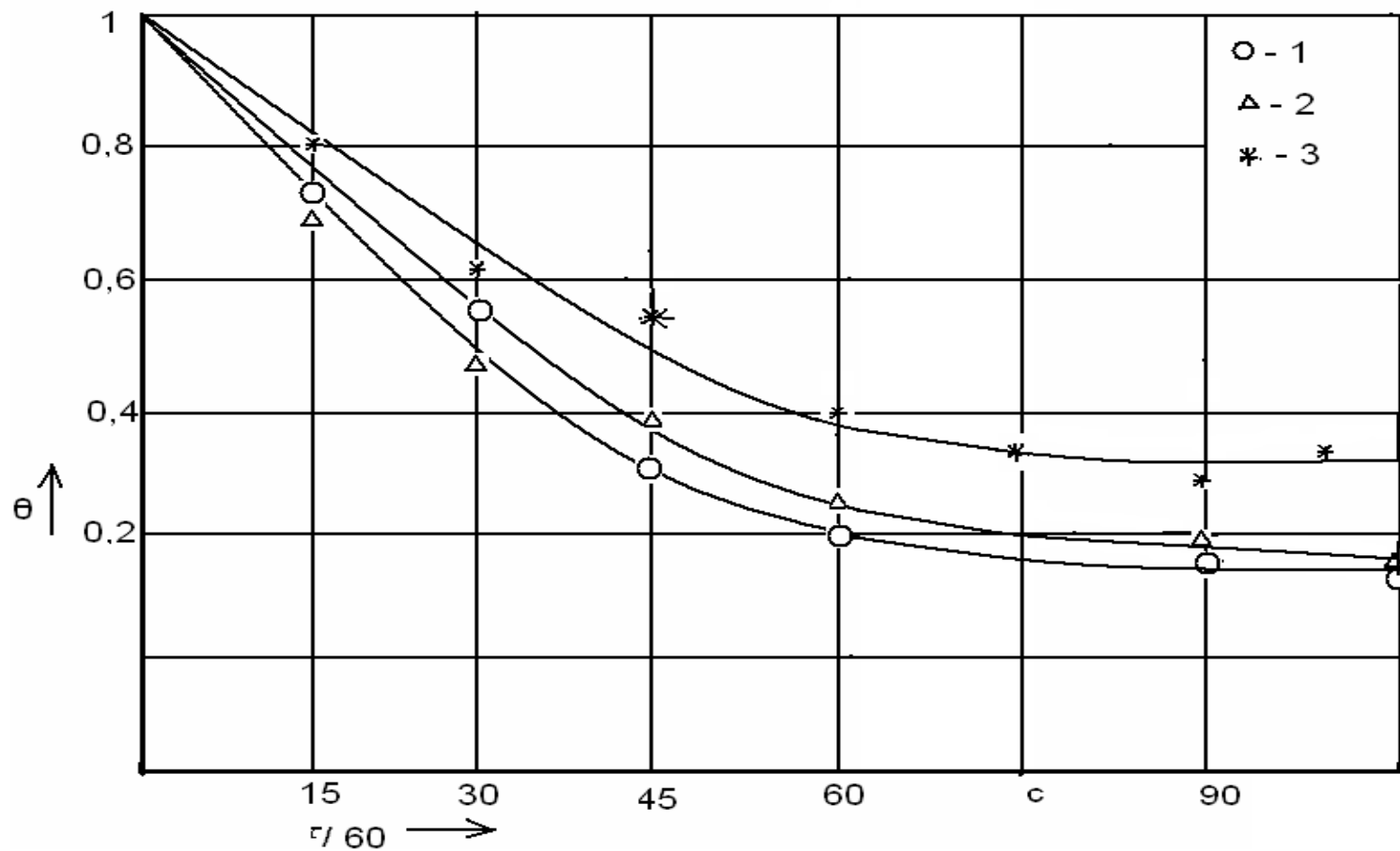


Рис.4.1

1 -  $w = 98\%$ ; 2 -  $w = 95\%$ ; 3 -  $w = 86\%$  ( $\tau_n = 15$  мин;  $\omega = 0,023 \text{ c}^{-1}$ ;  $\tau_o = 30$  мин)

математическую модель П, по результатам опытов построили зависимости  $-\ln \theta = f(\tau)$  (рис.4.2), с помощью которых по уравнению (3.32) рассчитывали значения модифицированного коэффициента теплопередачи  $K^*$ . Затем по уравнению (3.25) определяли значения истинного коэффициента теплопередачи  $K$  (табл.4.1). Результаты расчетов показали, что с увеличением влажности навоза от 86 до 98% коэффициент теплопередачи возрастает от значения с  $56,97 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$  до значения  $141,98 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$ , что соответствует увеличению интенсивности теплообмена на 250%.

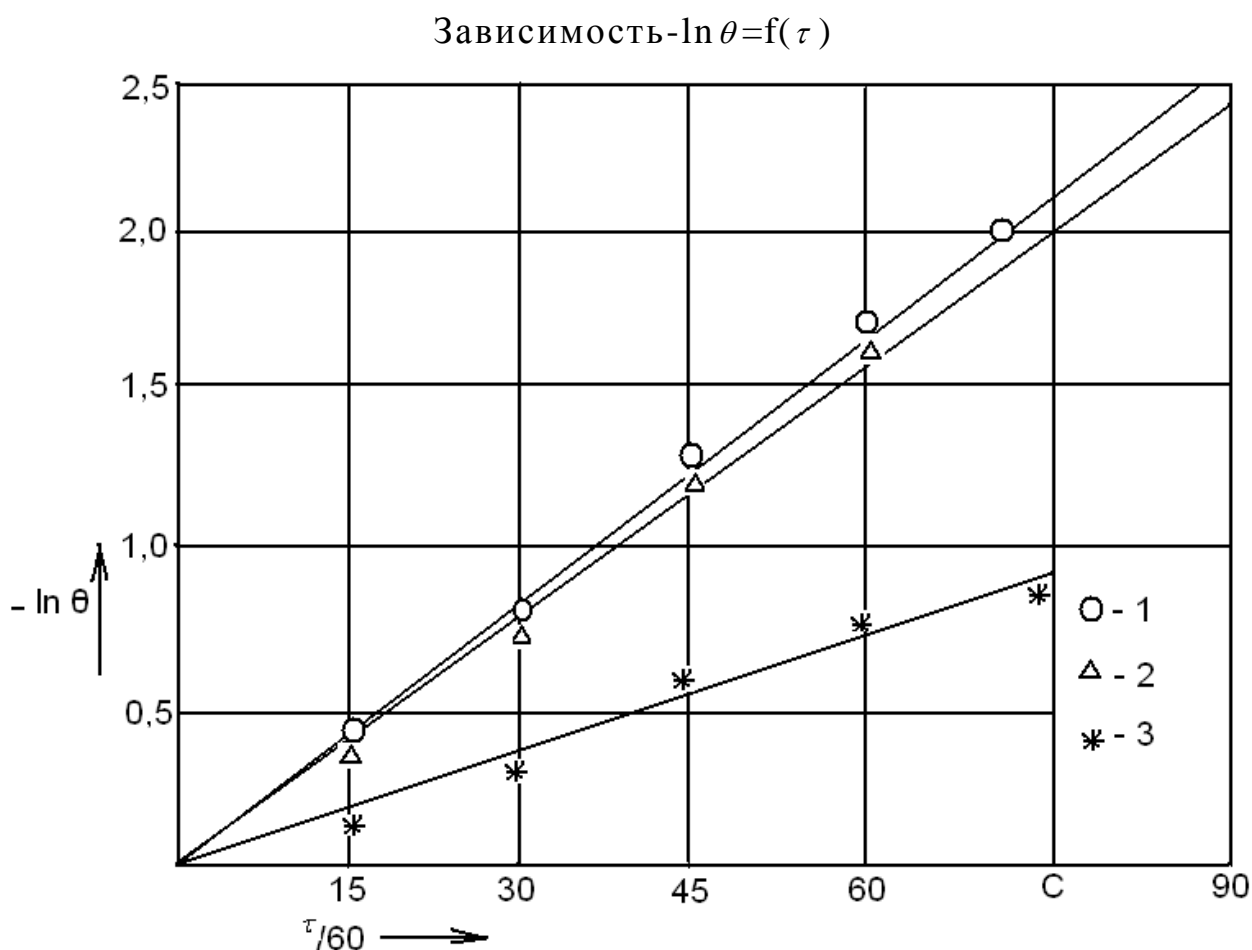


Рис.4.2

1 -  $w = 98\%$ ; 2 -  $w = 95\%$ ; 3 -  $w = 86\%$  ( $\tau_n = 15$  мин;  $\omega = 0,023 \text{ с}^{-1}$ ;  $\tau_o = 30$  мин)

Таблица 4.1

Значения коэффициента теплопередачи по результатам опытов, приведенных на рис.4.2

№ линии на Коэф- Рис.4.4. фициент Теплопередачи	1	2	3
Модернизированный $K^*, c^{-1}$	$2,5 \times 10^{-4}$	$2,4 \times 10^{-4}$	$1,04 \times 10^{-4}$
Истинная $K, Вт/м^2 \times K^o$	141,91	131,47	56,97

4.1.2. Влияние относительной продолжительности стадии перемешивания в единичном цикле "перемешивание - отлёжка" на процесс теплообмена

Одним из параметров, влияющих на процесс теплообмена в условиях возвратно - поступательного перемешивания теплоносителей, является относительная продолжительность стадии перемешивания в единичном цикле "перемешивание - отлёжка", под которой будем понимать отношение  $\tau_n / \tau_o$

Величина  $n$  изменяется в пределах от 0 до 1, при  $n = 0$  перемешивание отсутствует, при  $n = 1$  осуществляется непрерывное перемешивание. С увеличением  $n$  активизируется гидродинамический режим теплообмена, что имеет следствием интенсификацию процесса теплообмена.

Сложный процесс анаэробного распада высокомолекулярных



соединений (органических или коммунальных отходов, навоза), осуществляемый метанобразующими бактериями (метаногенами), требует строжайшего анаэробноз и соблюдения технологических требований обработки. Как отмечалось выше (раздел 1 настоящей работы), поддержание разумного соотношения времени перемешивания и отлёжки в процессе перемешивания, теплоносителей, приводит к благоприятному росту вышеуказанных бактерий. Исследуя этот процесс Б.Ф.Рахматов [69] указывает, что увеличение длительности отлёжки между циклами перемешивания с 1 до 40 мин приводит к росту выхода биогаза с 0,8 до 2,9 м<sup>3</sup>БГ/м<sup>3</sup>.с.н. (БГ - биогаз, с.н. - сухой навоз). Поэтому в опытах для выявления влияния продолжительности отлёжки между циклами перемешивания теплоносителей на интенсивность теплообмена ее изменяли в пределах от 1 до 60 мин.

Как указывалось в разделе 2 настоящей работы, наиболее интенсивный теплообмен наблюдается при больших значениях  $\tau_n$ . С целью количественного определения влияния  $\tau_n$  на процесс теплообмена опыты проводили при следующих значениях параметров  $\tau_n$  и  $\tau_o$

Структура исследованных циклов "перемешивание - отлёжка"  $\tau$  представлена на рис.4.3.

$\tau_n, 60,с$	1	15	15	30	15
$\tau_o, 60,с$	30	1	30	30	60
$\tau_{\text{ц}}, 60,с$	31	16	45	60	75
$n = \tau_n/\tau_o$	1/31	15/16	15/45	30/60	15/75

Задача данного эксперимента состояла в том, чтобы выявить количественное влияние параметра  $h$  на интенсивность теплообмена.

Структура исследованных циклов "перемешивание - отлѐжка"

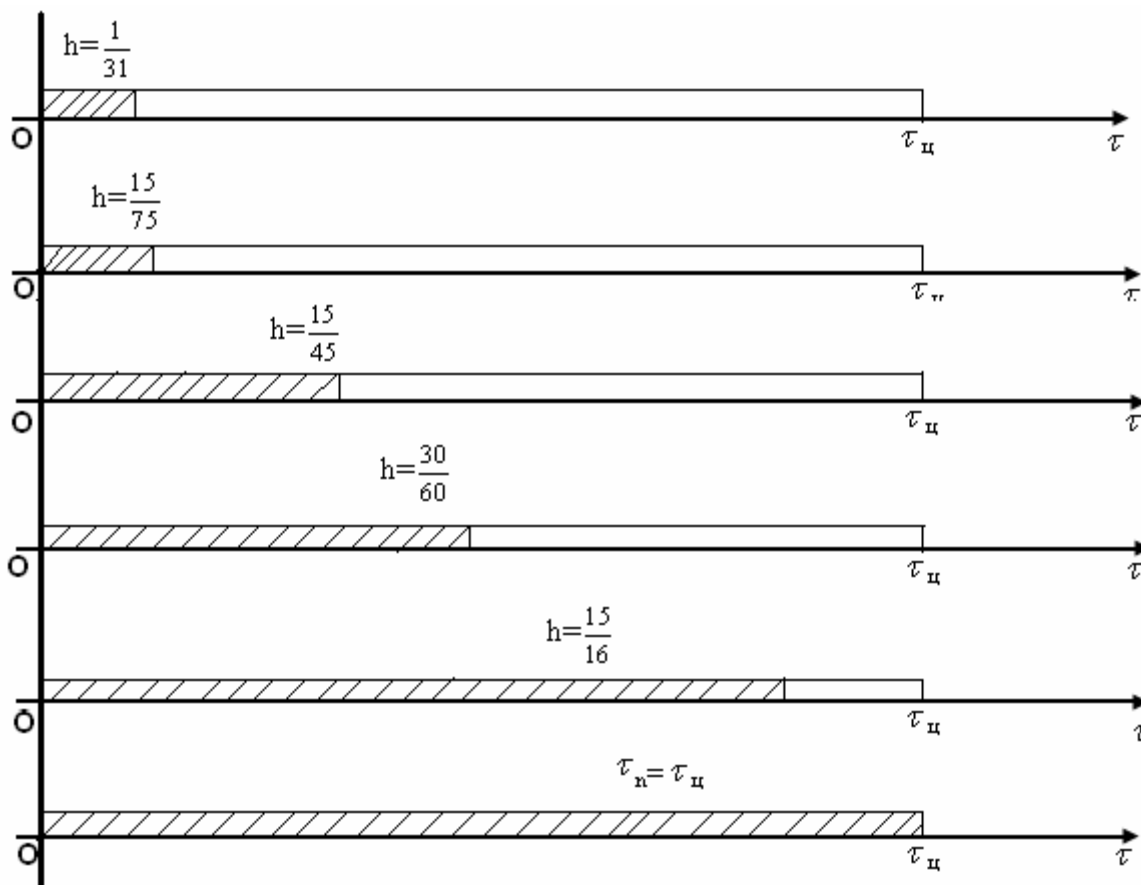


Рис.4.3

Остальные параметры процесса фиксировали ( $\omega = 0,023 \text{ c}^{-1}$ ;  $W = 92\%$ ). При этом во всех опытах конструктивные параметры рекуператора и величина загрузки теплоносителей в опытах не менялись.

Результаты опытов представлены на рис.4.4 и 4.5. Их анализ показывает, что интенсивность теплообмена значительно повышается с увеличением относительной продолжительности единичного цикла перемешивания (рис.4.4), что приводит к сокращению общего времени теплообмена в аппарате. Это объясняется более интенсивным обновле-

нием теплоносителей на поверхности теплообмена.

С увеличением относительной продолжительности отлёжки между циклами перемешивания интенсивность теплообмена резко снижается (рис.4.4). Это свидетельствует о том, что на стадии отлёжки теплообмен осуществляется преимущественно теплопроводности (конвекция незначительна).

Полученные кривые кинетики нагрева  $\Theta = f(\tau)$  были обработаны в виде зависимостей  $-\ln\Theta = f(\tau)$  (рис.4.5), из которых с помощью уравнения (3.32) и (3.25) рассчитывали значения модифицированного и истинного коэффициентов теплопередачи  $K^*$  и  $K$  (табл. 4.2).

Анализ таблицы показывает, что коэффициент теплопередачи  $K$  тем выше, чем больше относительная продолжительность единичного цикла перемешивания в процессе теплообмена. Это показывает целесообразность с тепловой точки зрения непрерывного перемешивания теплоносителей в процессе теплообмена. Однако как было показано в [ 69], перемешивание в сочетании с отлёжкой приводит к увеличению выхода биогаза с единицы объема обрабатываемого навоза, а также к уменьшению затрат энергии на перемешивание.

Из данных табл.4.2 следует, что при увеличении  $n$  от 0,0322 до 1 интенсивность теплообмена возрастает от величины 54,9 Вт/(м<sup>2</sup>×К) до величины 158,9 Вт/(м<sup>2</sup>×К), что свидетельствует о значительной интенсификации процесса теплообмена.

Таким образом, уменьшение продолжительности отлёжки, с одной стороны, существенно увеличивает интенсивность теплообмена, а с другой приводит к уменьшению выхода биологического газа.

Зависимость безразмерной температуры  $\Theta$  от времени теплоотбора  $\tau$

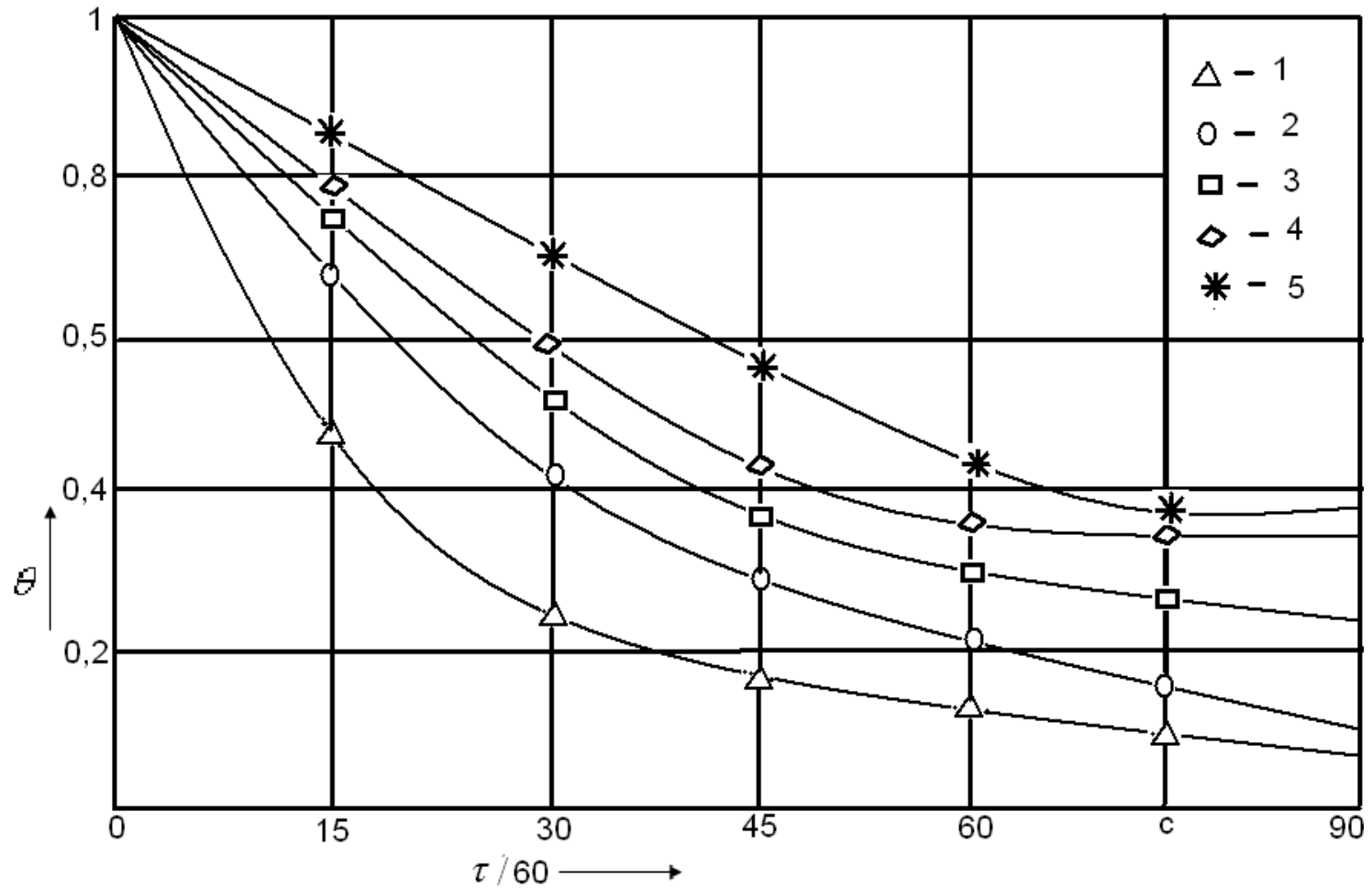


Рис.4.4

При 1 -  $n = 15/16$ ; 2 -  $n = 30/60$ ; 3 -  $n = 15/45$ ; 4 -  $n = 15/75$ ; 5 -  $n = 1/31$  ( $W = 92\%$ ;  $\omega = 0,023\text{с}^{-1}$ )

Зависимость-  $\ln \Theta = f(\tau)$

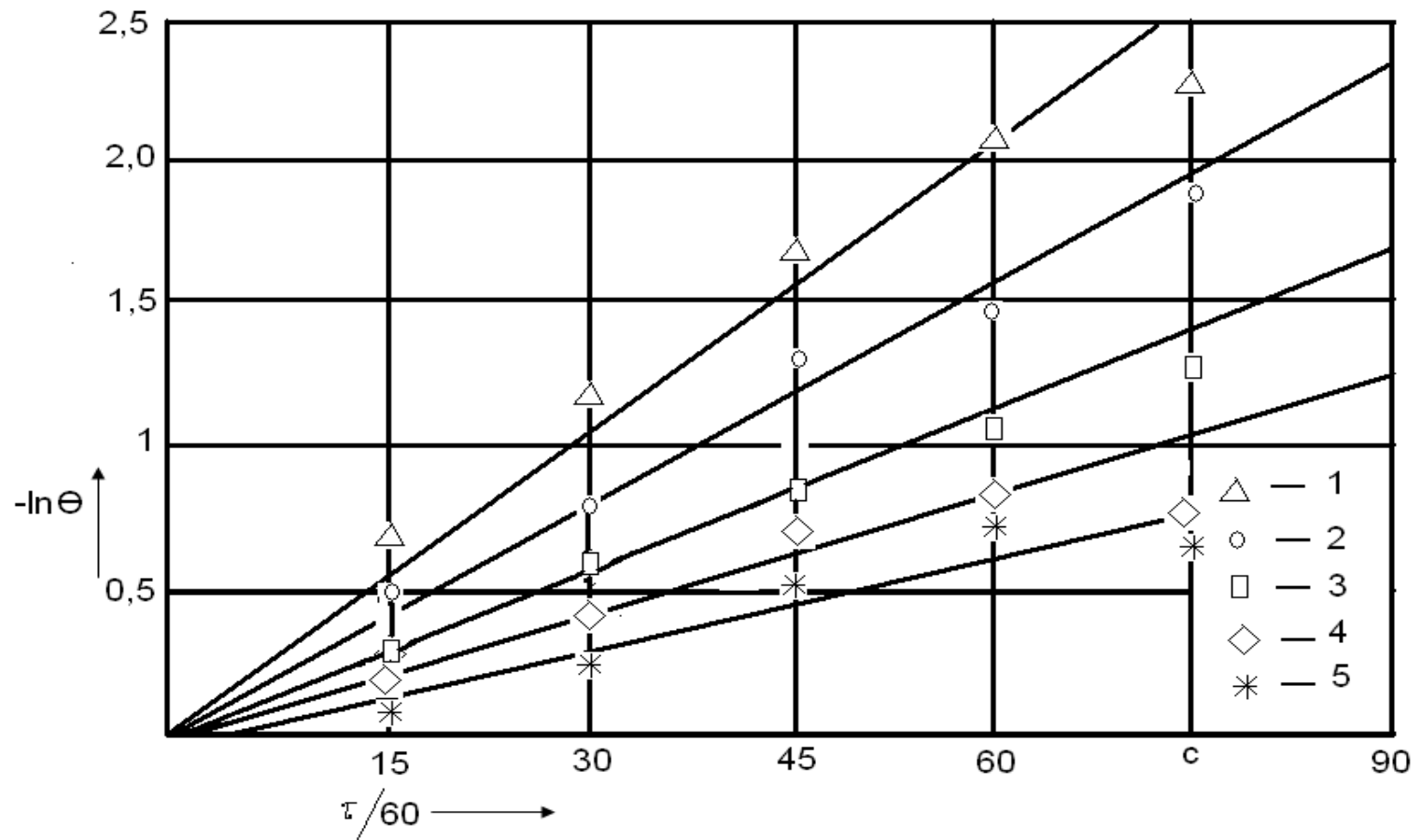


Рис.4.5

при 1 -  $n = 15/16$ ; 2 -  $n = 30/60$ ; 3 -  $n = 15/45$ ; 4 -  $n = 15/75$ ; 5 -  $n = 1/31$  ( $W = 92\%$ ;  $\omega = 0,023\text{c}^{-1}$ )

Таблица 4.2

Значения коэффициента теплопередачи по результатам опытов, приведенных на рис.4.5

№ линии на Рис.4.4. Тепло- передачи	1	2	3	4	5
Модернизированный $K^*, c^{-1}$	$2,9 \times 10^{-4}$	$2,04 \times 10^{-4}$	$1,49 \times 10^{-4}$	$1,13 \times 10^{-4}$	$1,0 \times 10^{-4}$
Истинная $K, Вт/м^2 \times K^o$	158,9	111,7	81,8	60	54,9

Поэтому оптимальное значение параметра  $n$  может быть найдена из условия обеспечения максимальной эффективности функционирования всей биогазовая установка в комплекте с рекуператором.

#### 4.1.3. Влияние частоты полного - обрушивания (частоты пульсаций) на процесс теплопередачи в рекуператоре

Следующим исследуемым технологическим параметром, оказывающим, влияние на кинетику теплообмена в условиях возвратно - поступательного перемешивания теплоносителей является частота полного обрушивания. Известен простой путь интенсификации непрерывного процесса теплообмена посредством увеличения скорости движения рабочих сред в каналах аппарата. Однако технологические требования обработки биомассы не позволяют увеличивать частоту полного обрушивания больше  $0,029 \text{ с}^{-1}$  (скорость перемешивания не должна быть больше  $0,5 \text{ м/с}$ , поскольку технологические требования обработки не позволят этого (см.раздел I настоящей работы). Поэтому в опытах частоту полного обрушивания поддерживали равной  $0,017$ ;  $0,023$  и  $0,029 \text{ с}^{-1}$ , (при фиксированных значениях остальных параметров процесса:  $\tau_n=15$  мин;  $\tau_o=30$  мин и  $W=92\%$ ).

Результаты опытов представлены на рис.4.6 и 4.7. В результате экспериментов было установлено, что при увеличении частоты пульсаций теплоносителя от значения  $0,017$  до значения  $0,029 \text{ с}^{-1}$  коэффициент теплопередачи увеличивается не существенно от величины  $95,8 \text{ Вт}/(\text{см}^2 \times \text{К})$  до величины  $120,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$  (табл.4.3). Это объясняется тем, что неньютоновский характер течения навоза не позволяет происходить быстрому обновлению его на поверхности теплообмена.

Кроме того, нельзя рассматривать интенсификацию процесса изолированно от производимых при этом затрат энергии. Как упоминалось выше, увеличение скорости теплоносителя в аппарате приводит к

росту гидравлического сопротивления пропорционально квадрату этой скорости, а затраты энергии на преодоление этого сопротивления пропорциональны ему.

Таблица 4.3

Значения коэффициента теплопередачи по результатам  
приведенных на рис.4.7

№ линии на Коэф- Рис.4.4. фициент теплопередачи	1	2	3
Модернизированный $K^*, c^{-1}$	$2,5 \times 10^{-4}$	$2,4 \times 10^{-4}$	$1,04 \times 10^{-4}$
Истинная $K, Вт/м^2 \times K^o$	141,91	131,47	56,97

4.2. Влияние технологических параметров рекуператора на процессе теплообмена методом планирования эксперимента. Постановка задачи оптимизации процесса

#### 4.2.1. Результаты экспериментальных исследований

В 4.1 определены значения режимных параметров рекуператора, влияющих на интенсивность теплообмена методом однофакторного эксперимента. Однако эти значения взаимосвязаны и их взаимное влияние может быть большим или меньшим, чем каждого в отдельности. Для правильного выбора режима работы рекуператора биогазовой установки необходимо знать характер изменения целевых функций при одновременном варьировании всех факторов.



Зависимость безразмерной температуры  $\theta$  от времени теплоотбора  $\tau$

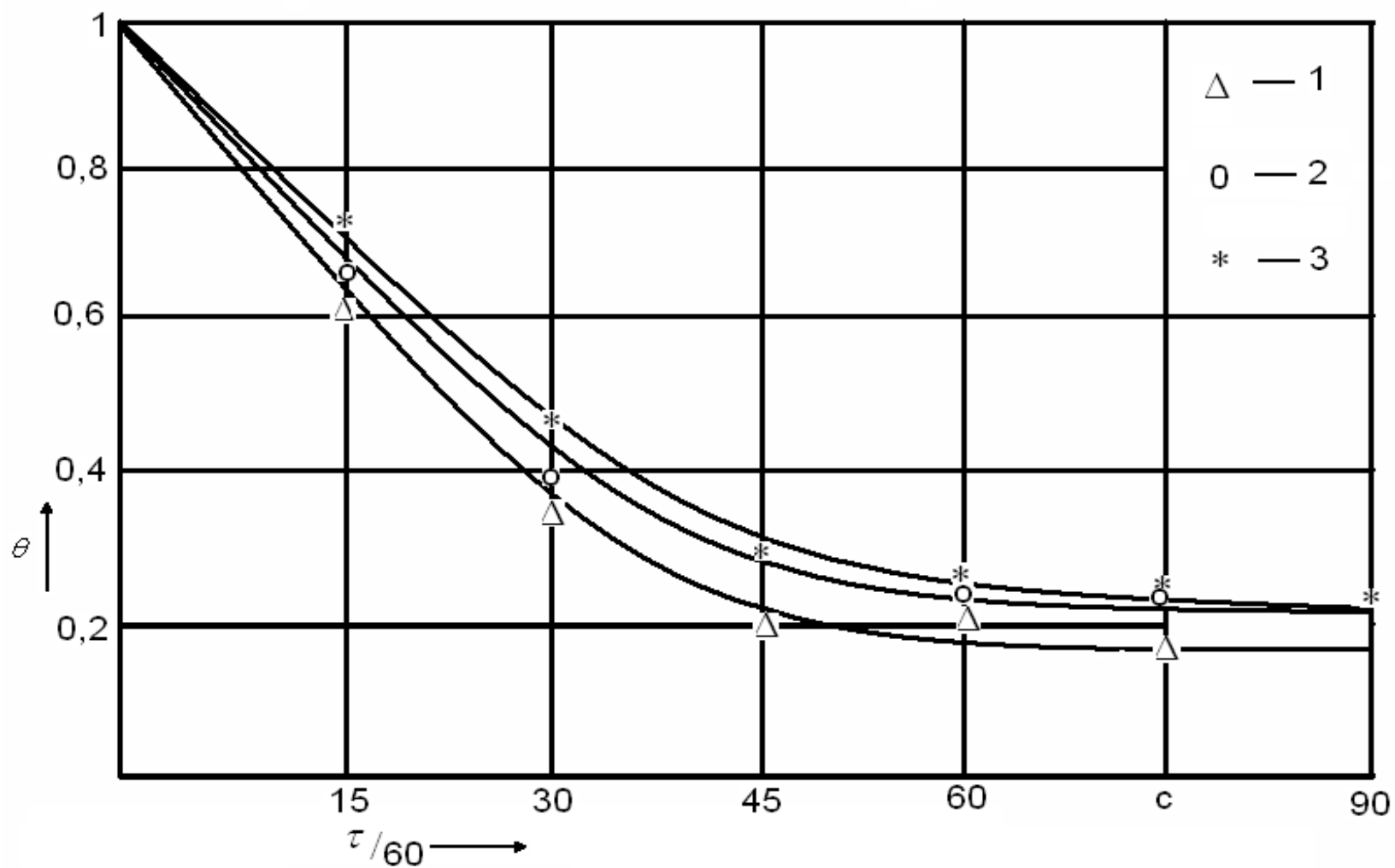


Рис.4.6.

1- $\omega = 0,023 \text{ c}^{-1}$  ; 2 -  $\omega = 0,029 \text{ c}^{-1}$ ; 3 -  $\omega = 0,017 \text{ c}^{-1}$  (  $W = 92\%$ ;  $\tau_{\text{п}} = 15 \text{ мин}$ ;  $\tau_{\text{o}} = 30 \text{ мин}$ )

Зависимость  $-\ln \theta = f(\tau)$

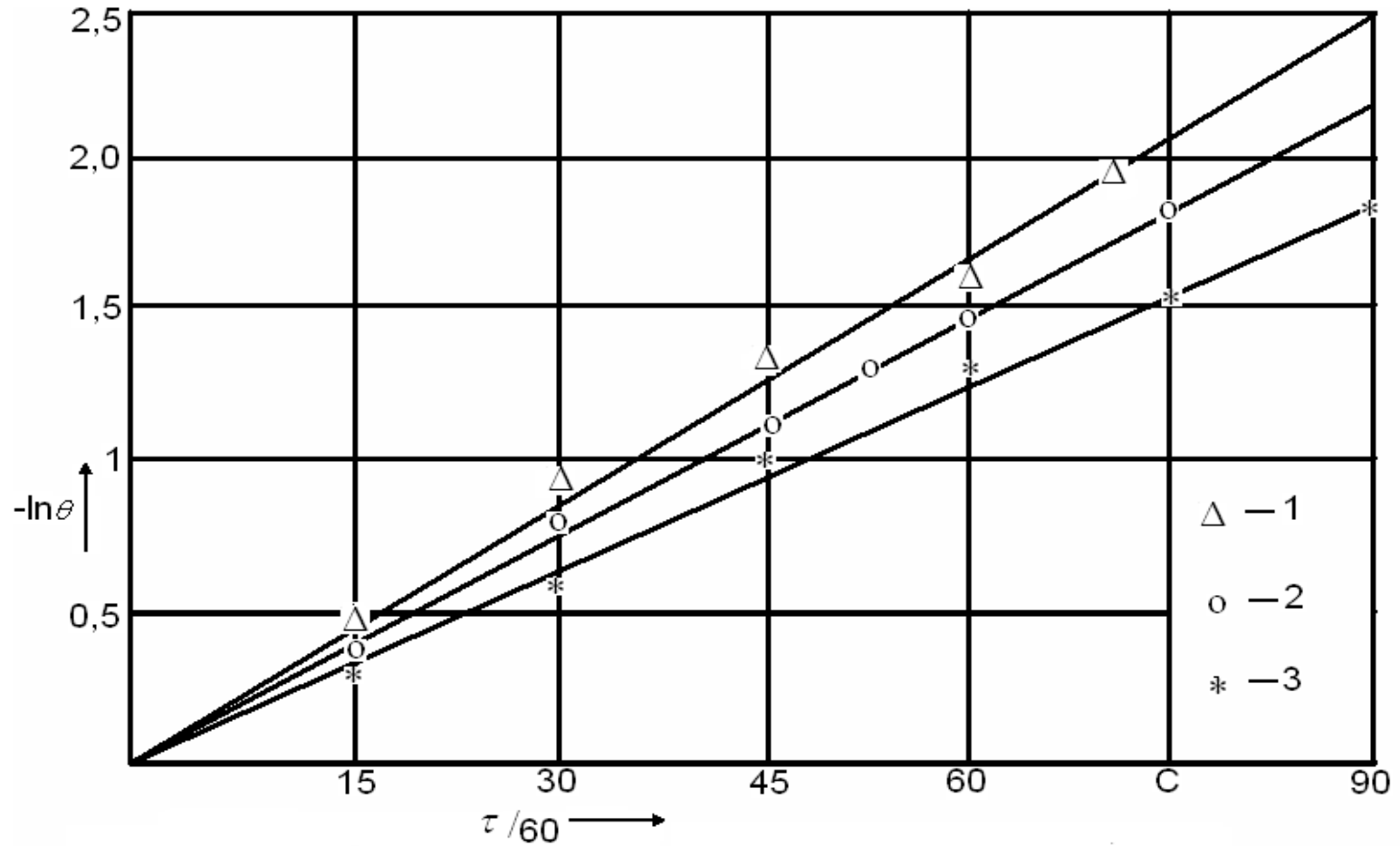


Рис.4.7

1 -  $\omega = 0,023 \text{ c}^{-1}$ ; 2 -  $\omega = 0,029 \text{ c}^{-1}$ ; 3 -  $\omega = 0,017 \text{ c}^{-1}$ ; ( $W = 92\%$ ;  $\tau_r = 15$  мин;  $\tau_r = 30$  мин)

С целью учета взаимодействия факторов на экспериментальной установке был проведен многофакторный эксперимент, в котором при постоянных конструктивных параметрах установки изменяли влажность навоза  $W$ , продолжительность единичного цикла перемешивания  $\tau_n$ , продолжительность между циклами перемешивания  $\tau_o$  и частоту полного обрушивания  $\omega$ .

Уровни изменяемых факторов и интервалы их варьирования определены (табл.4.4) на основе априорной информации, полученной из предварительных опытов (раздел 4.1 настоящей работы) и теоретических исследований, приведенных во второй главе.

Матрица планирования и результаты опытов представлены в табл.4.5, а в табл.4.6 приведены значения коэффициентов регрессии и их доверительные интервалы.

Уравнения регрессии с учетом всех взаимодействий, после расчета коэффициентов регрессии получены в виде:

Таблица 4,4

Уровни факторов и интервалы их варьирования

Уровень варьирования	$W,(\%)$ $X_1$	$\tau_n,(\text{мин})$ $X_2$	$T_o,(\text{мин})$ $X_3$	$\omega, \text{с}^{-1}$ $X_4$
Основной	92	15	30	0,023
Верхний	95	22,5	45	0,026
Нижний	89	7,5	15	0,020
$+\alpha$	98	30	60	0,029
$-\alpha$	86	1	1	0,017
Интервал варьирования	3	7,5	15	0,003

$$\begin{aligned}
Y_1 = & 28,3 - 0,8X_1 + 1,27X_2 - 0,22X_3 + 0,77X_4 + 0,22X_1X_2 + \\
& + 0,35X_1X_3 - 0,21X_1X_4 - 0,65X_2X_3 - 0,28X_2X_4 - \\
& - 0,19X_3X_4 - 1,25X_1^2 - 0,7X_2^2 - 0,59X_3^2 - 0,7X_4^2
\end{aligned} \tag{49}$$

$$\begin{aligned}
Y_2 = & 80 - 3,25 X_1 - 1,92 X_2 + 5,76 X_3 - 0,08 X_4 - 0,13 X_1 X_2 + \\
& + 1,13 X_1 X_3 + 2,38 X_1 X_4 - 2,63 X_2 X_3 + 0,63 X_2 X_4 - \\
& - 1,13 X_3 X_4 - 1,14 X_1^2 - 2,39 X_2^2 - 2,64 X_3^2 - 2,64 X_4^2
\end{aligned} \tag{50}$$

где

$Y_1, Y_2$  -  $\Delta t$  и  $\tau$ , соответственно

$$\begin{aligned}
X_1 = \frac{W - 92}{3}; & & X_2 = \frac{\tau_n - 15}{7.5}; \\
X_3 = \frac{\tau_0 - 30}{15}; & & X_4 = \frac{\omega - 0.023}{0.003}
\end{aligned}$$

При проверке адекватности полученных уравнений значения  $F_{\text{расч}}$  оказались меньше  $F_{\text{табл}}$  поэтому можно считать уравнения адекватными. Ошибка коэффициентов регрессии при этом составила 0,06.

В уравнениях регрессии (49) и (50) оказались значимыми все факторы и их взаимодействия.

При проверке адекватности полученных уравнений значению  $F_{\text{расч}}$  оказались меньше  $F_{\text{табл}}$  поэтому можно считать уравнения адекватными. Ошибка коэффициентов регрессии при этом составила 0,06.

Таблица 4.5

Матрица планирования результаты опытов

№№ ПП	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	X <sub>3</sub>	X <sub>4</sub>	Температурный напор, °С				Время теплоотбора, мин.			
					Δt <sub>1</sub>	Δt <sub>2</sub>	Δt <sub>3</sub>	Δt	τ <sub>1</sub>	τ <sub>2</sub>	τ <sub>3</sub>	τ <sub>4</sub>
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	+	+	+	+	27,1	26,6	26,46	26,72	77	79	78	78
2	+	-	+	+	28,1	27,5	26,12	27,24	93	92	91	92
3	+	+	-	+	30,1	29	28,32	29,14	74	73	75	75
4	+	-	-	+	28,4	27,9	27,5	27,9	70,1	70	70	70
5	+	+	+	-	28,1	27,6	27,1	27,6	70	70	70	69,5
6	+	-	+	-	27,9	27,1	26	27	84	84	85	84
7	+	+	-	-	28,3	27,6	27,5	27,8	70,1	71	69	70
8	+	-	-	-	21,9	21,1	20,6	21,2	62	62	62,08	62
9	-	+	+	+	28,2	27,2	26,8	27,4	78	78	77,9	77,9
10	-	-	+	+	27	26,1	26,22	26,44	72	72	72	72,1
11	-	+	-	+	28,0	27	22,2	27,4	70	70	70	70
12	-	-	-	+	26	26	24,42	25,12	76	76,0	76,1	76,09

Продолжение таблицы 4.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
13	-	+	+	-	23	22,4	22	22,8	76,1	76,2	75,9	75,9
14	-	-	+	-	24	22,4	22	22,8	90,1	90	90	90
15	-	+	-	-	27,4	25,4	24	25,6	70,1	70,09	70	69,9
16	-	-	-	-	25,1	24	24,1	24,4	70	70	60,9	70
17	-2	0	0	0	21,4	20,8	20,5	20,9	90	90	90	90
18	+2	0	0	0	25	24	23,6	24,2	52	52	52	51,5
19	0	-2	0	0	21	20	19,6	20,2	70,1	70	70	70
20	0	+2	0	0	30,4	29	28,5	29,3	62	62	62	62
21	0	0	-2	0	27,1	26	26,1	26,4	50,5	49,5	50	50
22	0	0	+2	0	24,9	24,1	23	24,0	80	80	80	80
23	0	0	0	-2	25,4	25	23,7	24,7	70	70,5	71	69
24	0	0	0	+2	25,3	24,7	24,4	24,8	60,5	60	60,5	59
25	0	0	0	0	29,4	28,9	28,1	28,8	80,5	80	80	79,5
26	0	0	0	0	28,4	28	26,12	27,8	80	80,5	79,5	80

В уравнениях регрессии (49) и (50) оказались значимыми все факторы и их взаимодействия.

Таблица 4.6.

Коэффициенты регрессии уравнений (49) и (50)

Коэффициенты регрессии по уравнениям (49) - (50)	Для уравнения 49	Для уравнения 50
$B_0$	28,3	80
$B_1$	0,8	-3,25
$B_2$	1,27	-1,92
$B_3$	-0,22	5,76
$B_4$	0,77	-0,08
$B_{12}$	-1,25	-1,14
$B_{13}$	-0,7	-2,39
$B_{14}$	-0,59	-2,64
$B_{23}$	-0,7	-2,64
$B_{24}$	0,22	-0,13
$B_{34}$	0,35	1,13
$B_{123}$	-0,21	2,38
$B_{124}$	-0,65	-2,63
$B_{134}$	-0,28	0,63
$B_{234}$	-0,19	-1,13

Для изучения поверхностей отклика по полученным уравнения 49 и 50 после решения характеристических уравнений:

$$f(B) = \begin{vmatrix} -1,25 - B & 1/2 (0,22) & 1/2(0,35) & 1/2 (-0,21) \\ 1/2 (0,22 ) & -0,7 - B & 1/2 (-0,65) & 1/2 (-0,28) \\ 1/2 (0,35) & 1/2 (-0,65) & -0,59 - B & 1/2 (-0,28) \\ 1/2 (-0,21) & 1/2 (-0,28) & 1/2 (-0,19) & -0,7 - B \end{vmatrix} = 0 \quad (51)$$

и

$$f(B) = \begin{vmatrix} -1,14 - B & 1/2(-0,13) & 1/2(1,13) & 1/2 (2,38 ) \\ 1/2 (-0,13) & -2,39 -B & 1/2 (-2,63) & 1/2 (0,63) \\ 1/2 (1,13) & 1/2 (-2,63) & -2,64 - B & 1/2 (-0,13) \\ 1/2 (2,38 ) & 1/2 (0,63 ) & 1/2 (-0,13) & -2,64 - B \end{vmatrix} = 0 \quad (52)$$

пришли к выражениям в виде уравнений четвертой степени, которые получены переводом матриц (51) и (52) в матрицу Фребонуса методом Данилевского [104]. При решении этих уравнений сначала определили область нахождения корней многочлена, а потом - корни методом интегриации.

Для обеспечения высокой эффективности биогазовой установки рекуператор должен функционировать в оптимальном режиме.

Формальная постановка задачи оптимизации режима работы рекуператора состоит в том, чтобы найти такой вектор технологических параметров его работы (управлений), который доставлял бы минимум критерию оптимизации при условии выполнения технологических условий и ограничений:



$$I(X_m^*) \rightarrow \min I(X_m)$$

где

$X_m$  - варьируемые параметры,

$X_m^*$  - оптимальные значения варьируемых параметров.

В качестве критерия оптимизации наибольший интерес представляет рассмотрение двух альтернативных вариантов: величина максимального теплоотбора и минимального времени теплоотбора при выполнении определенных технологических условий.

Анализ зависимостей температуры теплоносителей в рекуператоре от времени  $t = f(\tau)$  при различных режимах показывает, что с течением времени скорости изменения температура теплоносителей  $dt/d\tau$  уменьшаются, то есть скорость теплоотбора в ходе процесса непрерывно падает, а время теплоотбора возрастает по логарифмической зависимости (33). Особенно значительное увеличение времени  $T$  наступает при достижении функцией

$d\bar{t}_1/d\tau$  значения  $\sim 1/30^\circ$  К/мин, поэтому в качестве одного из технологических ограничений было принято:

$$(d\bar{t}_1/d\tau)_k > 1/30, \quad \text{К/мин}$$

Уменьшение величины  $d\bar{t}_1/d\tau$  в ходе процесса ниже этого значения приводит к неоправданному возрастанию времени теплоотбора, а следовательно и габаритов рекуператора и связанных с ним амортизационных расходов.

В качестве других технологических ограничений были приняты следующие допустимые пределы изменения варьируемых параметров, определяемые реальными условиями их изменения:

$$86 \leq W \leq 98 \%$$

$$1 \leq \tau_n \leq 30 \text{ мин}$$

$$1 \leq \tau_0 \leq 60 \text{ мин}$$

$$1,0174 \leq \omega \leq 0,029 \text{ с}^{-1}$$

Максимальному теплоотбору соответствует максимальная разность температур  $\Delta t = t_{1,к} - t_{1,н}$ , поэтому в качестве первого критерия оптимизации была принята величина  $\Delta t$ .

Чтобы найти параметр оптимизации в центре эксперимента  $Y_{s1}$  и  $Y_{s2}$  продифференцировали уравнения (49) и (51) по каждой из независимых переменных  $U$ , приравнявая частные производные к нулю, составили следующие системы уравнений:

$$\begin{cases} -2,5X_1 + 0,22X_2 + 0,35X_3 - 0,21X_4 + 0,8 = 0 \\ -0,22X_1 - 1,4X_2 - 0,65X_3 - 0,28X_4 + 1,27 = 0 \\ 0,35X_1 - 0,65X_2 - 1,77X_3 - 0,19X_4 - 0,22 = 0 \\ -0,21X_1 - 0,28X_2 - 0,19X_3 - 1,4X_4 + 0,77 = 0 \end{cases} \quad (53)$$

и

$$\begin{cases} -2,28X_1 - 0,13X_2 + 1,13X_3 + 2,38X_4 - 3,25 = 0 \\ -0,13X_1 - 4,78X_2 - 2,63X_3 + 0,63X_4 - 1,92 = 0 \\ -1,13X_1 - 2,63X_2 - 5,28X_3 - 1,13X_4 + 5,76 = 0 \\ 2,38X_1 + 0,63X_2 - 1,13X_3 - 5,28X_4 - 0,08 = 0 \end{cases} \quad (54)$$

После их решения получили координаты новых центров в старых осях координат. Из анализа значений коэффициентов уравнении видно, что они имеют разные знаки, следовательно поверхности откликов являются поверхностями типа минимакс.

Это позволяет использовать один из простых и надежных методов поиска условного экстремума - графический способ в нашем случае имеется две поверхности отклика, одну из которых необходимо максимизировать, а другую минимизировать и поэтому поиск условного экстремума осуществлен на основе компромиссной задачи.

#### 4.2.2. Анализ результатов экспериментальных исследований

Для нахождения условных экстремумов функций  $\Delta t$  и  $\tau$  применен графический метод. Графики (рис.4,8 - 4.19) отображают различных факторов, полученные с помощью двумерных сечений поверхности отклика в соответствии с уравнениями (49) и (50).

На рис.4.8 и 4.9 представлены зависимости разности температур  $\Delta t$  и продолжительности процесса теплоотбора  $\tau$  при возвратно - поступательном перемешивании навоза в рекуператоре от продолжительности единичного цикла перемешивания ( $\tau_n$ ) и частоты полного обрушивания ( $\omega$ ) теплоносителей.

Центр фигуры соответствует максимальной разности температур и продолжительности процесса теплоотбора, которые уменьшаются с увеличением частоты полного обрушивания и с уменьшением единичного цикла перемешивания, кроме случая  $W = 86\%$  и  $\tau_0 = 60$  мин (рис,4.8Г).

Уменьшение влажности навоза от 98 до 86% вызывает снижение разности температур до  $23^\circ\text{C}$  и увеличение продолжительности процесса теплоотбора от 50 до 81 мин. Это объясняется тем, что с ростом влажности навоза  $W$  увеличивается скорость выравнивания температур среды вследствие роста значения коэффициента теплопередачи.

Когда  $W = 92\%$  и  $\tau_0 = 1$  мин, процесс теплоотбора наиболее интенсивен в пределах продолжительности единичного цикла перемешивания  $\tau_n$  от 15 до 22,5 мин и частоте полного обрушивания в интервале от 0,203 до 0,026  $\text{c}^{-1}$  (рис. 4. 9).

Зависимости продолжительности процесса теплоотбора и разности температур от продолжительности единичного цикла перемешивания и от частоты полного обрушивания навоза в рекуператоре биогазовая установка

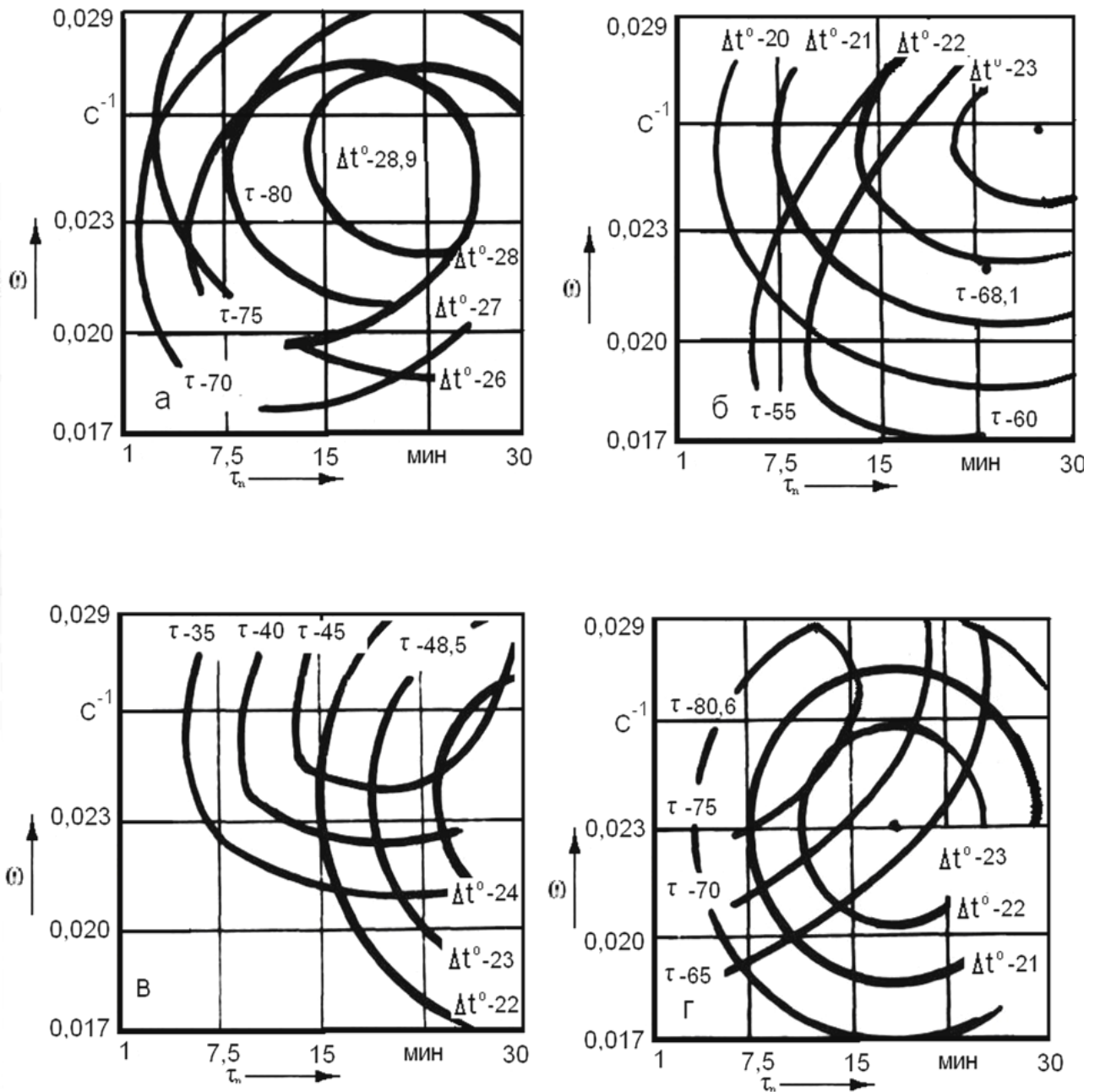


Рис.4.8 при: а -  $W = 98 \%$ ,  $\tau_0 = 30$  мин; б -  $W = 86 \%$ ,  $\tau_0 = 1$  мин;  
в -  $W = 98 \%$ ,  $\tau_0 = 1$  мин; г -  $W = 89 \%$ ,  $\tau_0 = 60$  мин;

Зависимости продолжительности процесса теплоотбора и разности

температур от продолжительности единичного цикла перемешивания и от частоты полного обрушивания навоза в рекуператоре биогазовой установки

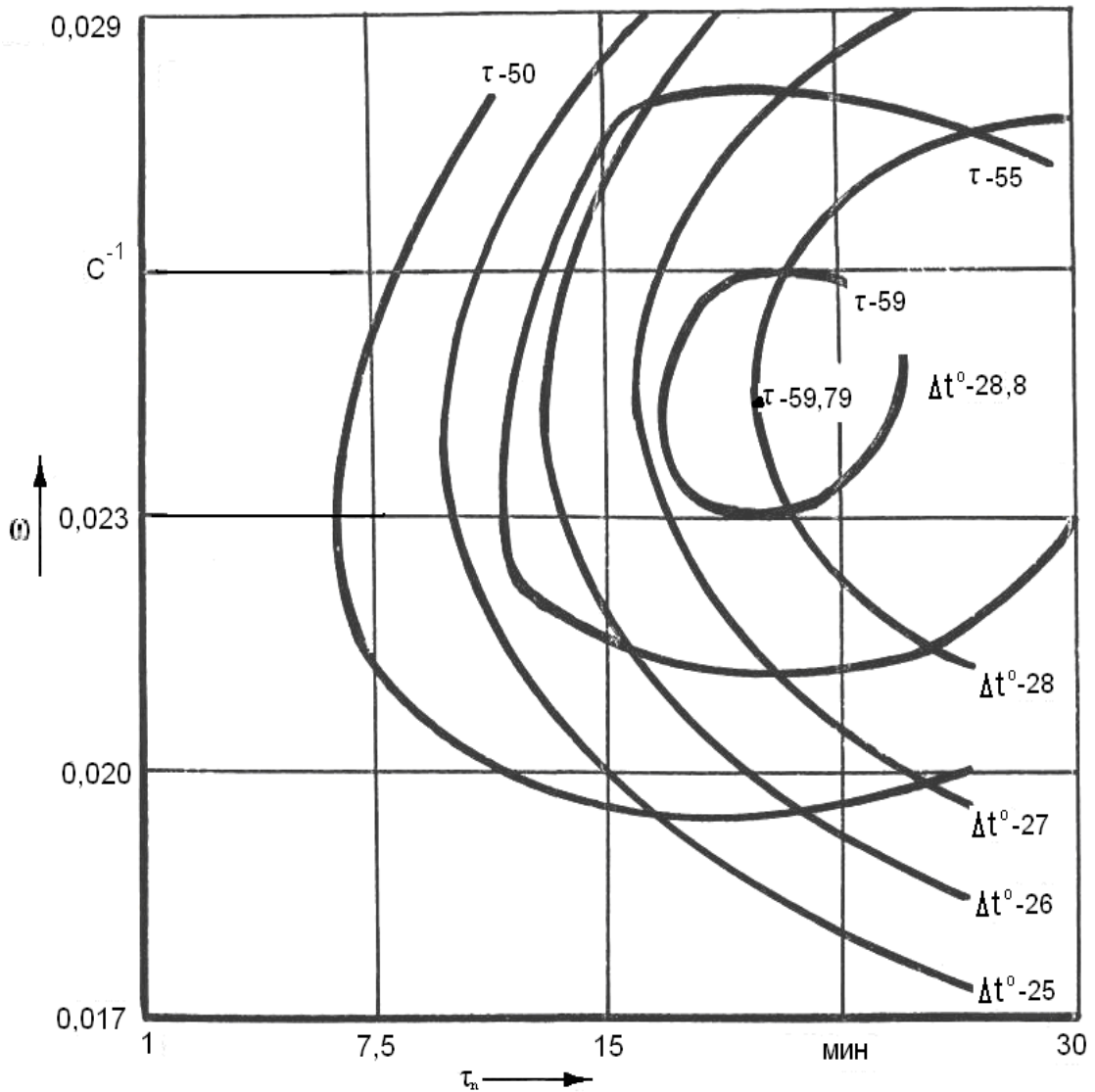


Рис.4.9 при:  $W = 92 \%$ ,  $\tau_0 = 1$  мин

Зависимости продолжительности процесса теплоотбора и разности температур от продолжительности отлёжки между циклами перемешивания и продолжительности единичного цикла перемешивания,  $\gamma$  казаны на рис.4.10 и 4.11.

Зависимости, продолжительности процесса. теплоотбора разности температур от продолжительности отлёжки между циклами перемешивания и от

продолжительности. единичного цикла перемешивания навоза в рекуператоре

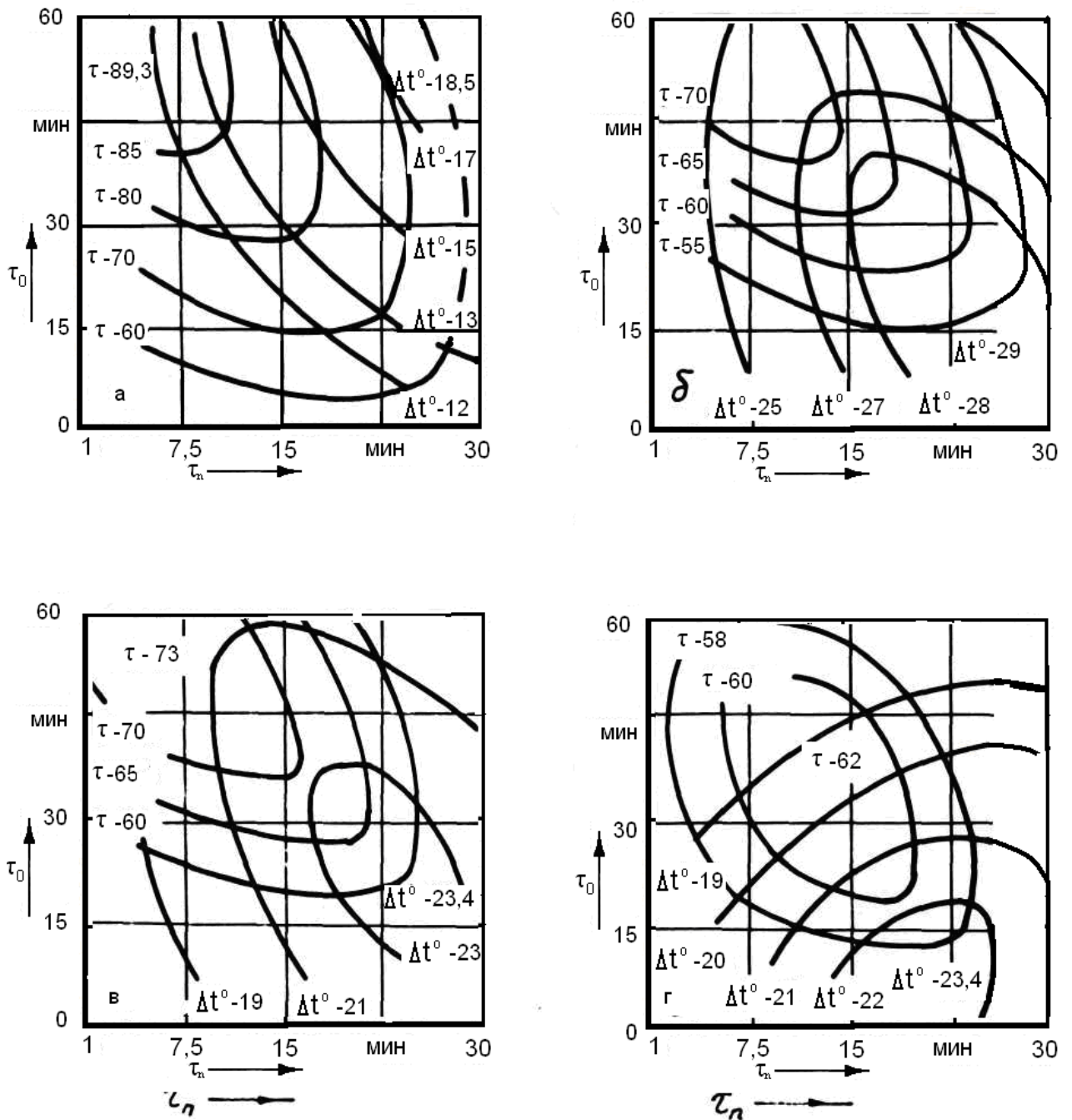


Рис.4.10 при: а -  $W = 86\%$ ,  $\omega = 0,017 \text{ c}^{-1}$ ; б -  $W = 92\%$ ,  $\omega = 0,023 \text{ c}^{-1}$   
 в -  $W = 98\%$ ,  $\omega = 0,029 \text{ c}^{-1}$ ; г -  $W = 86\%$ ,  $\omega = 0,029 \text{ c}^{-1}$

При увеличении значения  $\tau_n$  от 1 мин до 30 мин продолжительность теплоотбора  $\tau$  уменьшается до 40 мин. Однако в этом случае соответственно уменьшатся до минимума ( 1 мин ), кроме случая, когда влажность  $W = 86 \%$

и  $\omega = 0,03\text{c}^{-1}$ .

Зависимости-продолжительности процесса теплоотбор и разности температур от продолжительности – отлёжки между циклами перемешивания и от продолжительность единичного цикла перемешивания навоза в рекуператоре биогазовой установки

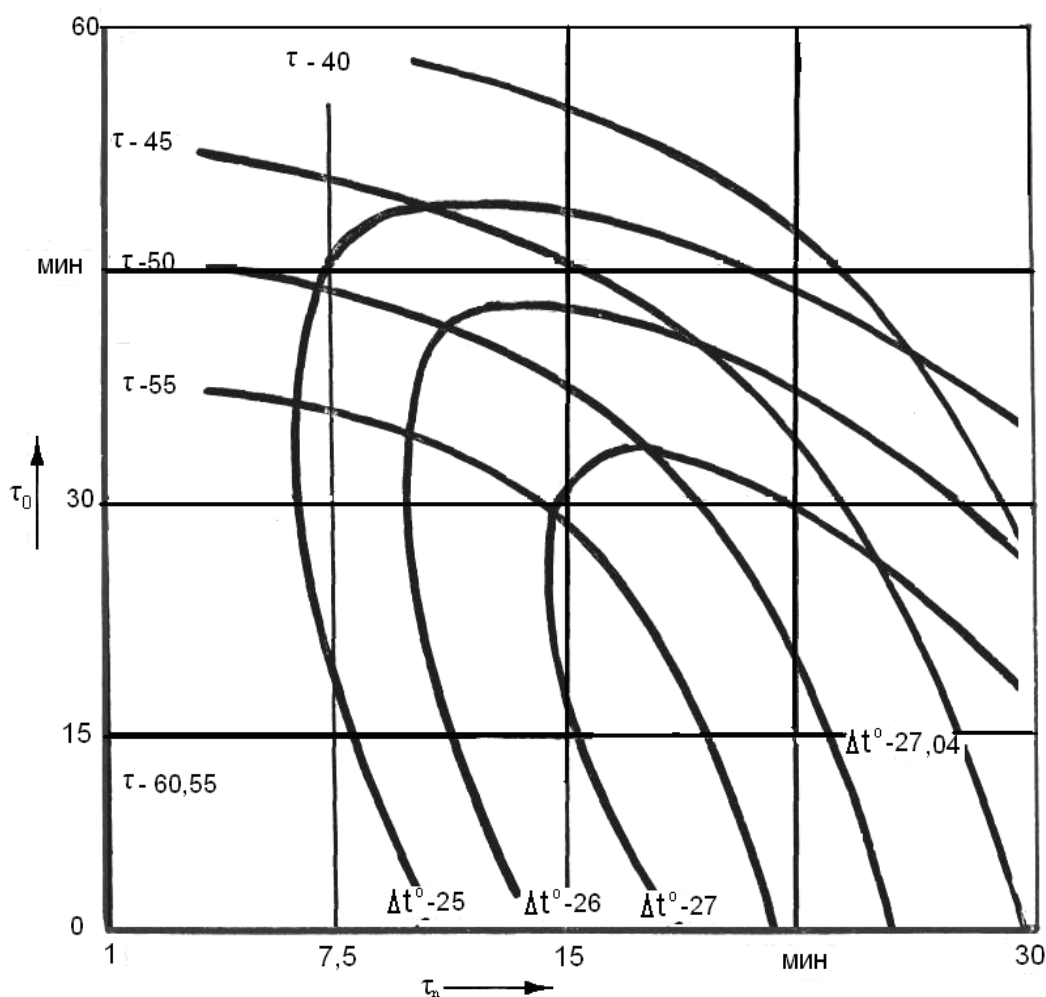


Рис.4.11 при:  $W = 92 \%$ ,  $\omega = 0,029 \text{c}^{-1}$

Значит с уменьшением значения  $\tau_n$  резко уменьшается теплоотбор переработанного навоза и более значимым фактором становится  $\tau_0$ . Очевидно этим объясняется их обратное влияние на продолжительность процесса теплоотбора.

На рис.4.11 представлены зависимости  $\Delta t$  и  $\tau$  от  $\tau_n$  и  $\tau_0$  при влажности навоза  $W = 92\%$  и частоте полных обрушиваний при  $\omega = 0,03\text{с}^{-1}$ . Тип поверхности отклика представляет собой возрастающее возвышение. Наилучшая разность температур  $\Delta t = (27^\circ\text{C})$  при этом просматривается при  $\tau_0 = 0 - 15$  мин,  $\tau_n = 22,5 - 50$  мин. В этих случаях продолжительность процесса теплоотбора уменьшается от 55 до 45 мин. Из этого следует, что гидродинамический режим течения выступает в роли величины, непосредственно характернащей интенсивность теплообмена. Кроме того, из вышеприведенного вытекает, что с уменьшением динамической вязкости навоза теплоотдача возрастает.

На рис.4.12 и 4.13 зависимости продолжительности процесса теплоотбора и разности температур от влажности навоза  $W$  и от продолжительности единичного цикла перемешивания  $\tau_0$  представлены параболой.

Из рисунков видно, что увеличение влажности на 3% сокращает продолжительность процесса теплоотбора примерно на 10 мин. Уменьшение  $\tau_0$  от 1 до 30 мин приводит к сокращению продолжительности процесса теплоотбора до 25 мин.

Зависимости разности температур и продолжительности процесса теплоотбора от влажности навоза  $W$  и от частоты полных обрушиваний  $\omega$  показаны на рис. 4.14 и 4.15.

Центр фигуры "эллипс" соответствует максимальным значениям  $\Delta t$  и  $\tau$ . При  $\tau_n = 1$  мин и  $\tau_0 = 1$  мин центр обеих фигур располагается недалеко друг от друга, но при максимальных значениях они не совпадают, то есть  $\Delta t_{\text{max}}$  не соответствует  $\tau_{\text{min}}$ .

Зависимости продолжительности процесса теплоотбора и разности температур от влажности навоза и от продолжительности единичного цикла перемешивания навоза в рекуператоре биогазовой установки



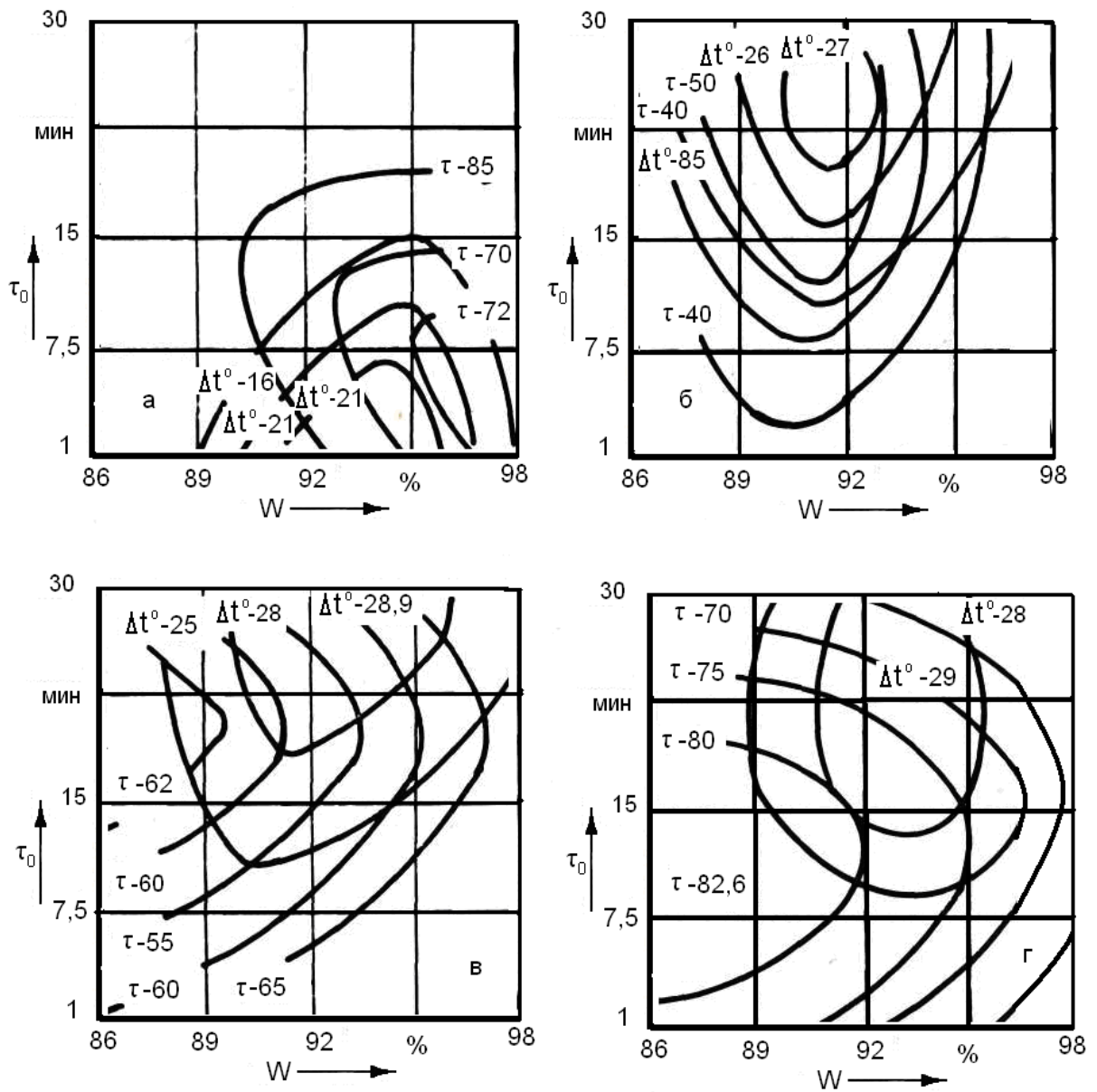


Рис.4.12 при: а –  $\tau_0 = 60$  мин,  $\omega = 0,029$  с<sup>-1</sup>; б –  $\tau_0 = 1$  мин,  $\omega = 0,029$  с<sup>-1</sup>; в –  $\tau_0 = 1$  мин,  $\omega = 0,023$  с<sup>-1</sup>; г –  $\tau_0 = 30$  мин,  $\omega = 0,023$  с<sup>-1</sup>

С увеличением большого радиуса "эллипса" уменьшается  $\Delta t$  и совпадает с наименьшей продолжительностью процесса теплоотбора. Необходимо отметить, что значения  $\omega$  больше  $0,026$  с<sup>-1</sup> нежелательны. На рис.4.15 представлена фигура, центр которой совпадает с оптимальными значениями  $\Delta t$  и  $\tau$ , при этом продолжительное единичного цикла перемешивания, составляет  $\tau_n = 30$  мин, а отлѐжка между циклами

перемешивания равно  $\tau_0 = 1$  мин. Этот рисунок почти совпадает с рис.4.13 б, но время в последнем случае в 1,5 раза больше. Это объясняется тем, что с увеличением  $\tau_0$  увеличивается значение  $\tau$ .

Зависимости продолжительности процесса теплоотбора и разности температур от влажности навоза и от продолжительности единичного цикла перемешивания навоза в рекуператоре биогазовой установки

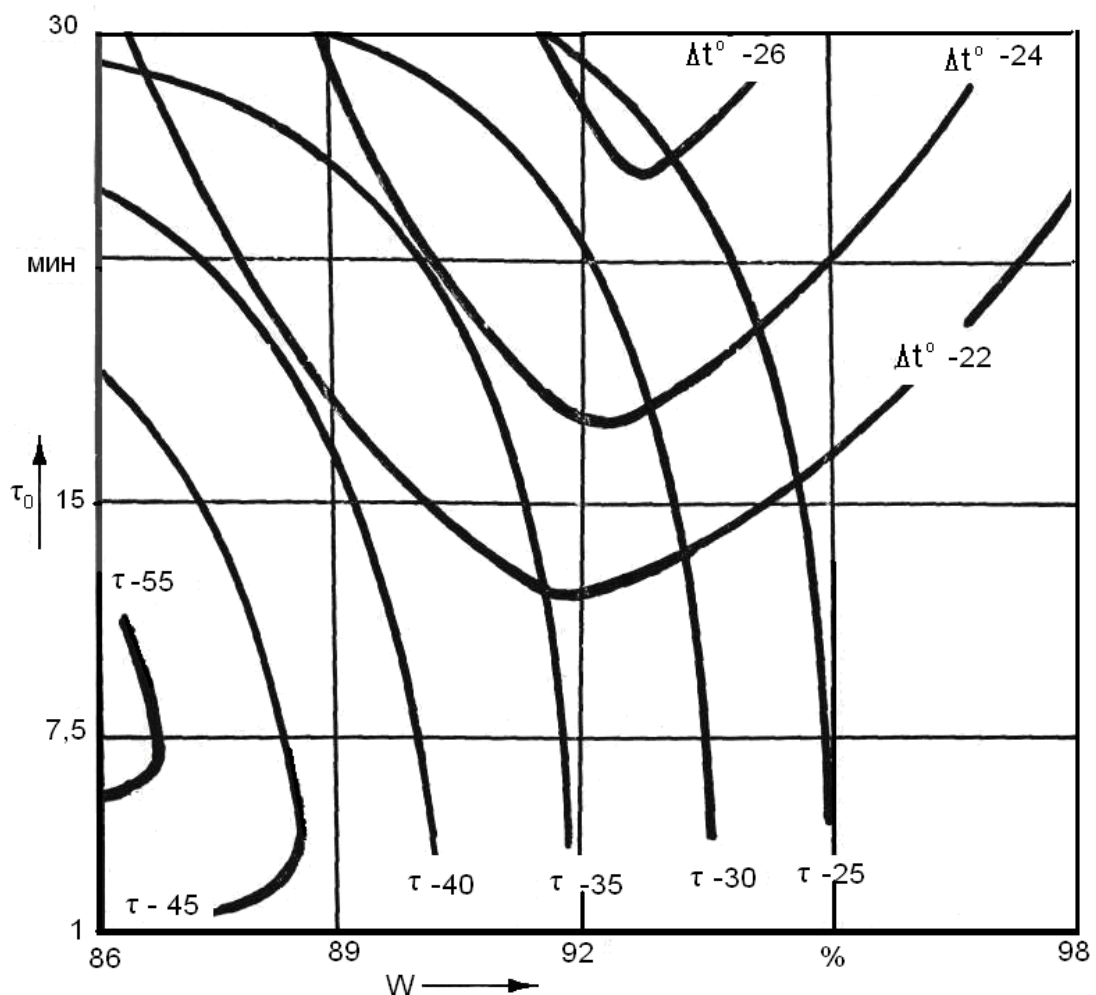


Рис.4. 13 при:  $\tau_0 = 1$  мин,  $\omega = 0,017 \text{ c}^{-1}$

Зависимости продолжительности процесса теплоотбора и разности температур от влажности навоза и от частоты полных обрушивания навоза в рекуператоре биогазовой установки

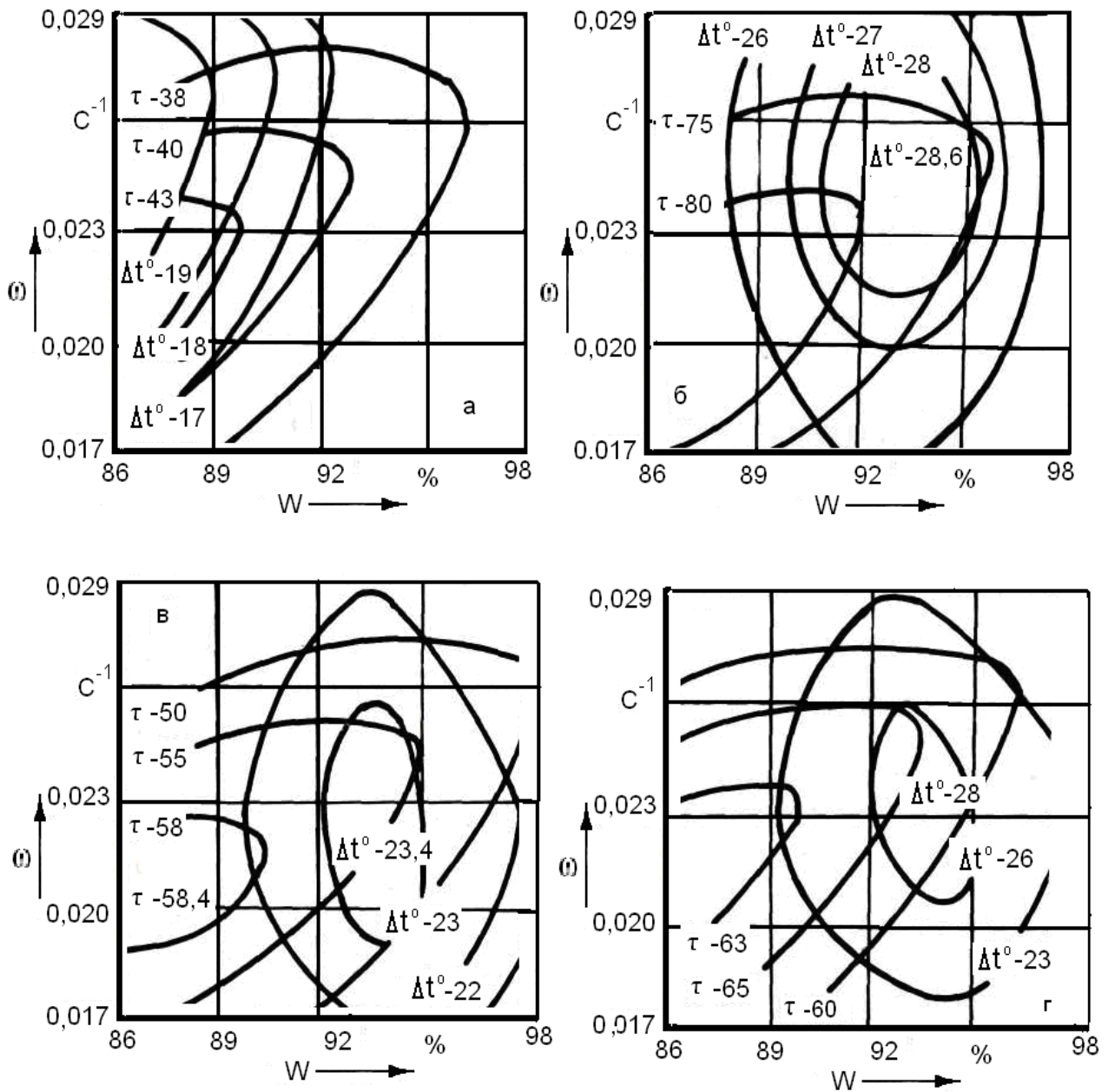


Рис.4.14 при: а -  $\tau_n = 1$  мин,  $\tau_0 = 1$  мин; б -  $\tau_n = 15$  мин,  $\tau_0 = 30$  мин; в -  $\tau_n = 30$  мин,  $\tau_0 = 60$  мин; г -  $\tau_n = 30$  мин,  $\tau_0 = 30$  мин

Рис.4.16 и 4.17 отображают зависимости продолжительности процесса теплоотбора и разности температур от влажности навоза и продолжительности отлёжки между циклами перемешивания

Зависимости продолжительности процесса теплоотбора и разности

температур от влажности навоза и от частоты полных обрушивании навоза в рекуператоре биогазовой установки

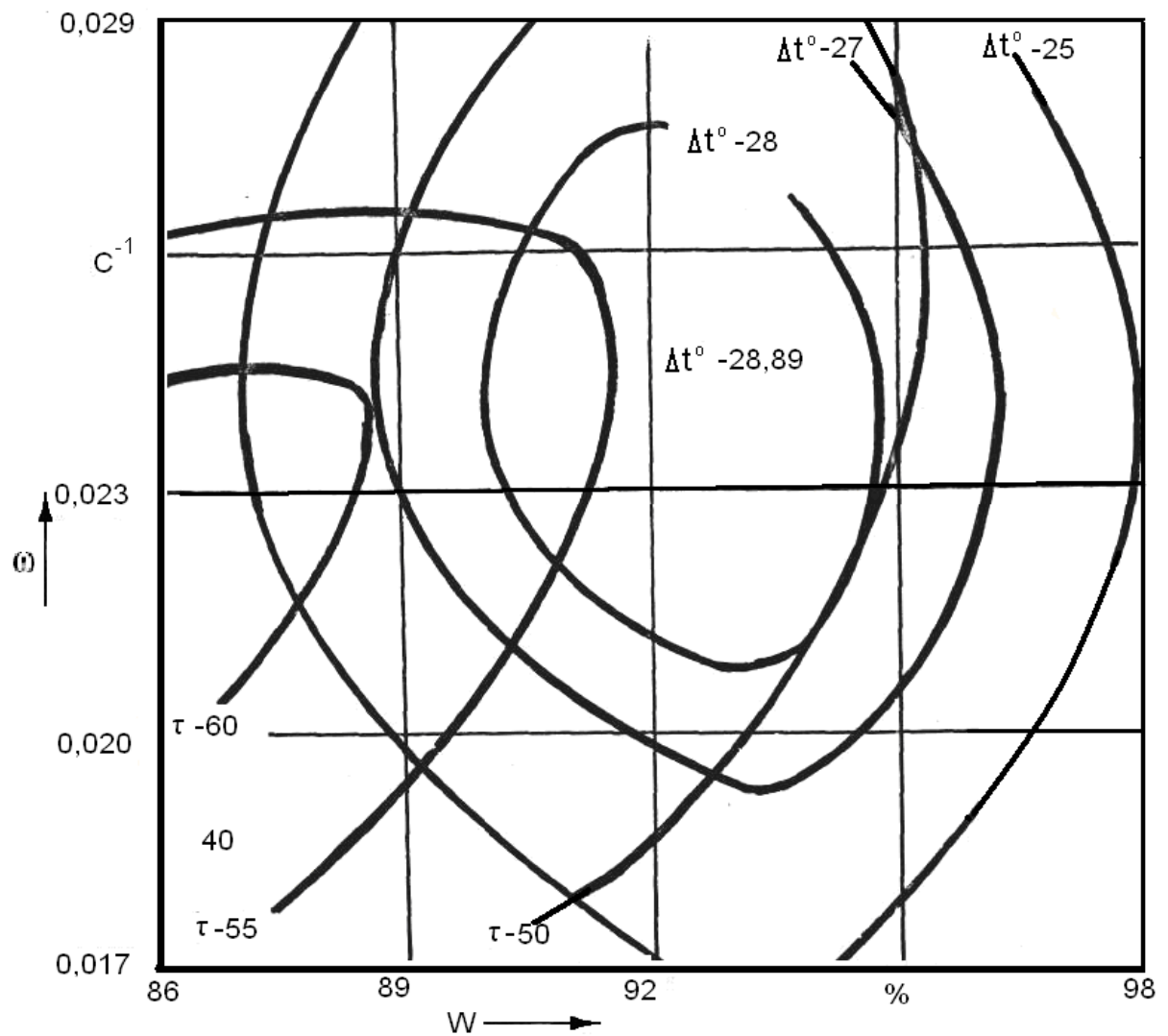


Рис.4.15 при:  $\tau_0 = 1$  мин,  $\tau_n = 30$  мин

Зависимость представлена эллипсами, кроме случая  $\tau_n = 15$  и  $\omega = 0,017$  с<sup>-1</sup>. Условия, когда  $\tau_n = 15$  мин и  $\omega = 0,023$  с<sup>-1</sup> (рис.4.16г) приводят к следующему результату: продолжительность процесса теплоотбора совпадает с установленным ранее. С увеличением  $\tau_0$  до максимума (60 мин), при  $\tau_n = 1$  мин и в средних значениях  $\omega$ , продолжительность процесса

Зависимости продолжительности процесса теплоотбора и разности

температур от влажности навоза и от продолжительности отлежки между циклами перемешивания навоза в рекуператоре биогазовая установка

Рис.4.16 при: а -  $\tau_n = 1$  мин,  $\omega = 0,017 \text{ с}^{-1}$ ; б -  $\tau_n = 15$  мин  $\omega = 0,029 \text{ с}^{-1}$ ; в -  $\tau_n = 30$  мин,  $\omega = 0,029 \text{ с}^{-1}$ ; г -  $\tau_n = 15$  мин,  $\omega = 0,023 \text{ с}^{-1}$

теплоотбора достигает максимума, который совпадает с максимумом  $\Delta t$ . Имеющему невысокое значение ( $18,4^\circ\text{C}$ ). Этот очень низкий показатель – означает, что без перемешивания рекуператоре биогазовой установки не дает хорошего эффекта. Последний достигается (рис.4.17) при больших значениях и средних значениях  $\omega$  ( $0,023 \text{ с}^{-1}$ ), при этом влажность на заключена в пределах 92 - 95%.

Зависимости продолжительности процесса теплоотбора и разности температур от влажности навоза, и от продолжительности отлёжки между циклами перемешивания навоза в рекуператоре биогазовой установки

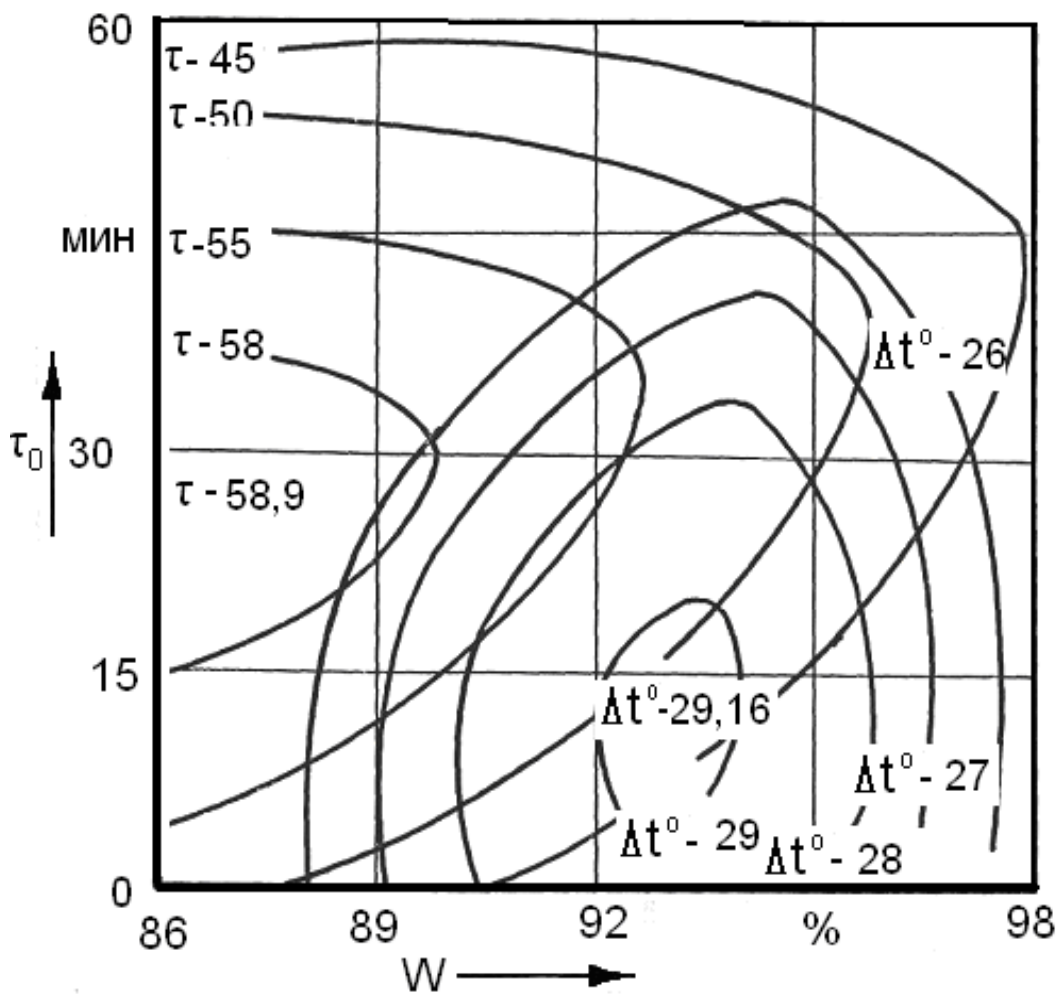


Рис.4.17 при  $\tau_n - 30$  мин,  $\omega = 0,023$  с<sup>-1</sup>.

Зависимости продолжительности процесса теплоотбора и разности температур от продолжительности отлежки между циклами перемешивания и от частоты полных обрушивший навоза в рекуператоре биогазовой установки

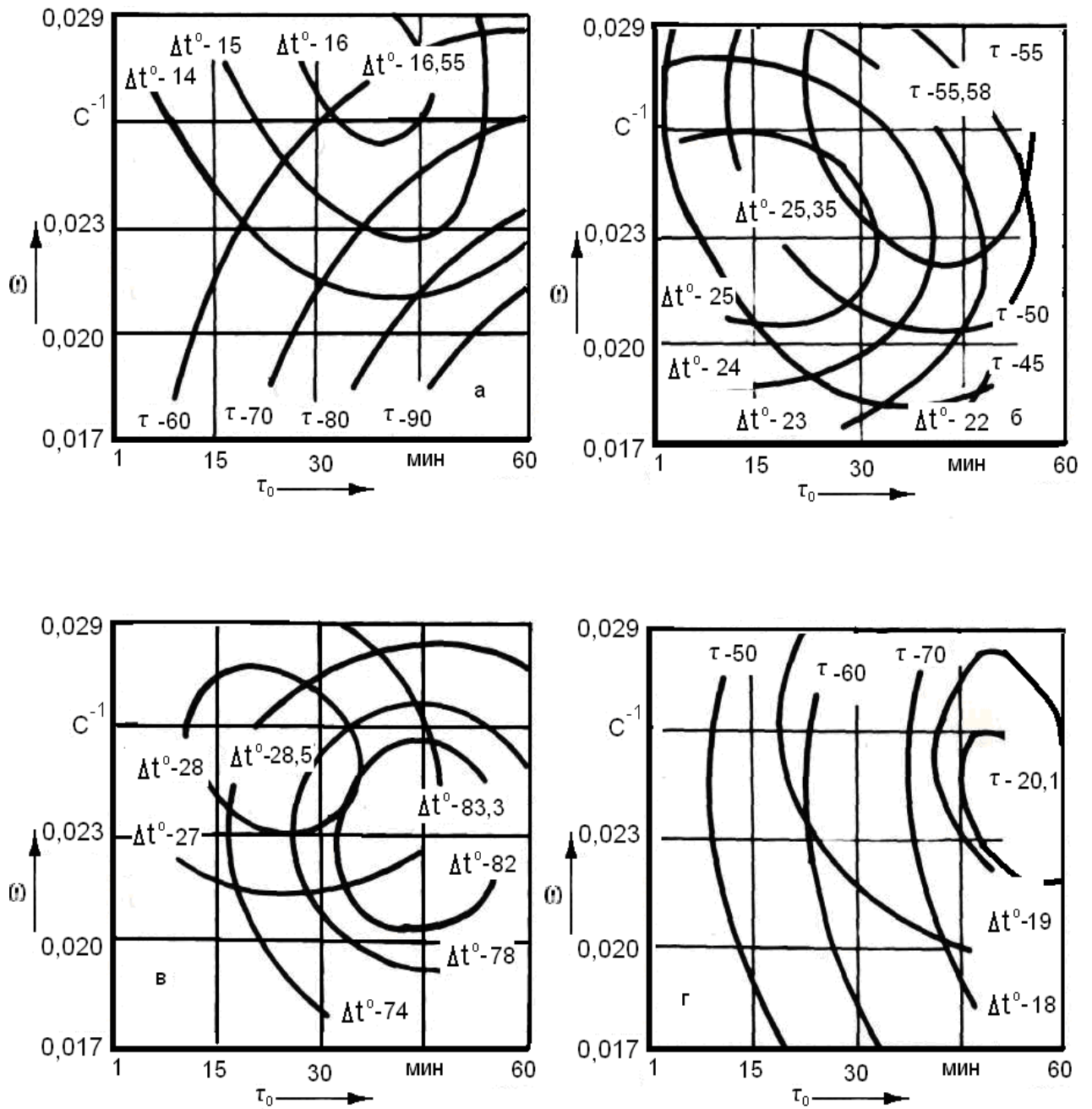


Рис.4.18 при: а -  $W = 86\%$ ,  $\tau_n = 1$  мин; б -  $W = 98\%$ ,  $\tau_n = 30$  мин;  
в -  $W = 92\%$ ,  $\tau_n = 15$  мин; г -  $W = 98\%$ ,  $\tau_n = 1$  мин

На рис.4.18 и 4.19 представлена зависимость продолжительности процесса теплоотбора и разности температур от изменения отлёжки между циклами перемешивания и от частоты полных обрушиваний теплоносителей

в рекуператоре биогазовая установка.

Зависимости продолжительности процесса теплоотбора и разности температур от продолжительности отлёжки между циклами перемешивания и от частоты полных обрушиваний навоза в рекуператоре биогазовая установка

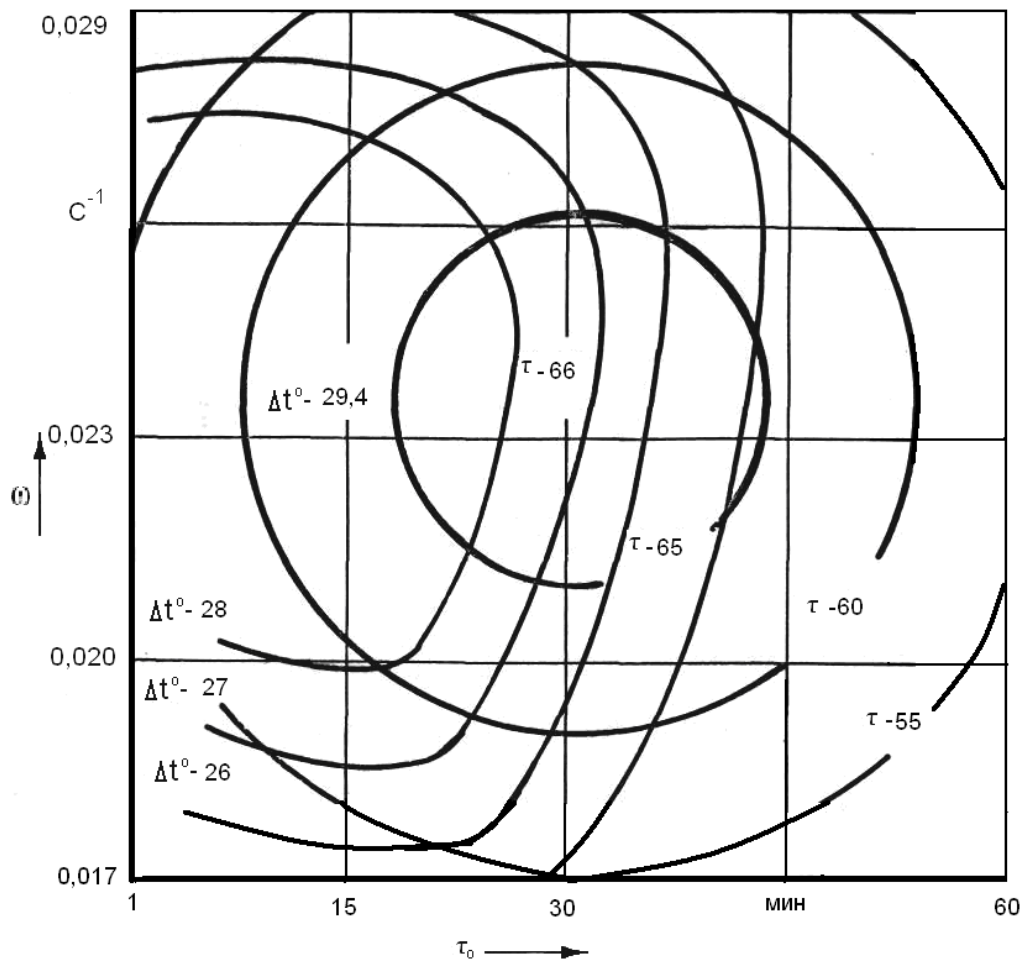


Рис.4.19 при  $W = 92\%$ ,  $\tau_n = 80$  мин

Полученные кривые имеют вид "эллипса" и "круга", кроме случая  $W = 86\%$ ,  $\tau_n = 1$  мин и  $W = 98\%$ ,  $\tau_n = 1$  мин.

При уменьшении  $W$  и  $\tau_n$  (рис.4.18 а), величина уменьшается, а продолжительность процесса теплоотбора увеличивается, втором случае,



когда  $W = 98\%$ , а  $\tau_n = 30$  мин эти показатели резко изменяются в противоположную сторону (рис.4.18. б).

В этих взаимосвязях наилучшие результаты наблюдаются в влажностях навоза от 92 до 95% и  $\tau_n = 30$  мин. При этом продолжительность отлежки между циклами перемешивания и частоты полных обрушиваний заключены в пределах от 1 до 15 мин и от 0,020 до 0,026  $\text{с}^{-1}$  соответственно.

Из анализа (рис.4.8 - 4.19) можно сделать вывод, что большая разность температур (28,5-29°C) при наименьшей продолжительности процесса теплоотбора (50-60 мин) переработанного в рекуператоре биогазовая установка при условии

$$(dt/d\tau)_k \geq 1/30 \text{ К/мин}$$

достигается при влажности навоза 92-95%, продолжительности един цикла перемешивания. 22,5-30 мин, частоте полных обрушивши за в рекуператоре 0,020 - 0,026  $\text{с}^{-1}$  и продолжительности отлёжки между циклами перемешивания 1 - 15 мин. Относительная продолжительность стадии перемешивания в единичном цикле  $n$ , характер гидравлический режим теплообмена, изменяется от 0,6 до 0,5 этих значениях технологических параметров биогазовая установка с рекуператором достигается наибольшее значение коэффициента теплопередач  $K$  (204 - 235  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ), то есть процесс протекает наиболее интенсивно.

Это позволяет сократить продолжительность процесса теплообмена по сравнению с процессом без перемешивания в 3 - 4 раза, что дает возможность в такое же количество раз уменьшить габариты рекуператора (теплообменника).

Таким образом, полученные значения  $W$ ,  $\tau_n$ ,  $\tau_0$ ,  $\omega$ , характеризуют наиболее целесообразную (оптимальную) область технологических режимов эксплуатации БГУ с рекуператором.

Полученные при этом результаты исследования компонентного состава

биогаза свидетельствует о том, что он не меняется.

#### 4.3. Определение влияния режимных параметров на коэффициент теплопередачи

Совместным решением математических моделей (49) и (51) получили уравнение регрессии (52), предназначенное для расчета коэффициента теплопередачи:

$$\begin{aligned} Y_3 = & 109 + 5,92 X_1 + 5,6 X_2 - 10,83 X_3 - 0,16 X_4 - 0,87 X_1 X_2 - \\ & - 1,125 X_2 X_3 - 2,87 X_1 X_4 + 3,18 X_2 X_3 - 1,4 X_2 X_4 + \\ & + 2,62 X_3 X_4 + 1,85 X_1^2 + 5,62 X_2^2 - 4,23 X_3^2 + 2,47 X_4^2 \end{aligned} \quad (52)$$

где

$Y_3$  - коэффициент теплопередачи  $K$ , Вт/( $m^2 \cdot K$ ).

Коэффициент теплопередачи рассчитываемый по уравнению (52) согласно уравнению аддитивности термических сопротивлений на пути теплового потока можно представить в виде:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{3,1}}{\lambda_{3,1}} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{3,2}}{\lambda_{3,2}} + \frac{\delta_{c.m.}}{\lambda_{c.m.}} = R_{общ} \quad (53)$$

Обозначим

$$\frac{1}{\alpha_1} + R_{3,1} + R_{3,2} = R_1,$$

тогда

$$\frac{1}{K} = R_1 + \frac{\delta_{c.m.}}{\lambda_{c.m.}} + R_{3,1} + R_{3,2} \quad (54)$$

где

$R_1$  - суммарное термическое сопротивление тепловых

пограничных слоев теплоносителей,

С помощью уравнения регрессии и уравнения (54) можно необходимости пересчитать значения  $K$  в значения  $R_1$ .

$$R_1 = \frac{1}{K} - \left( \frac{\delta_{c.m.}}{\lambda_{c.m.}} + R_{3.1} + R_{3.2} \right) \quad (55)$$

Такая необходимость может возникать в том случае, когда толщина стенок труб рекуператора и теплопроводность материала, из которого они изготовлены, а также термическое сопротивление загрязнений существенно отличаются от их значений в опытах. Последовательность расчетов при этом следующая:

1 - по уравнению (52) рассчитывают коэффициент теплопередачи для условий эксперимента;

2 - по уравнению (55) определяют величину  $R_1$ , имея в виду, что  $\delta_{ст} = 2,5$  мм,  $\lambda_{ст} = 0,46$  Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $R_{3.2} = 0$ ;

3 - по уравнению (4.4) находят значение коэффициента теплопередачи для расчетных условий, задавая нужные значения  $\alpha_{ст}$ ,  $\lambda_{ст}$ ,  $R_{3.1}$ ,  $R_{3.2}$ .

Согласно данным [87] термические сопротивления загрязнений  $R_{3.1}$  и  $R_{3.2}$  в условиях длительной эксплуатации биогазовая установка могут быть приняты равными:

$$R_{3.1} \cong R_{3.2} \cong (32...53) \cdot 10^{-5} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт.}$$

Представляет интерес установление оптимальных условий процесса для суточной дозы загрузки метантенка  $D = 50\%$ . Для решения этой задачи был поставлен численный эксперимент с использованием вышеприведенных оптимальных параметров процесса, результаты которого представлены в табл.4.7.

При прочих равных условиях в опытах №№ 19 и 44 коэффициент теплопередачи имеет максимальные значения. При реализации этих условий

на опытной установке также были получены более высокие результаты, чем при других режимах (табл.4.7), что подтверждаем корректность расчетных значений.

Для инженерных расчетов процесса теплообмена существенное значение имеет точность расчета коэффициента теплопередачи.

Таблица 4.7

Результаты расчетов коэффициента теплопередачи  
по уравнению (52)

№ числен- ного опыта	$X_1 / W$	$X_2 / \tau_n$	$X_2 / \tau_0$	$X_4 / \omega$	Коэффициент теплопередачи Вт/(м <sup>2</sup> · К)	
					расчетный	Экспери- ментальный
1	-2/86	0/15	0/30	0/0,023	104,16	103,09
12	2/98	0/15	0/30	0/0,023	128,2	128,42
16	0/92	2/30	0/30	0/0,023	142,85	-
18	0/92	-2/1	0/30	0/0,023	120,48	114,9
19	2/98	2/30	-2/1	0/0,023	208	204,1
44	2/98	2/30	-2/1	-2/0,017	222,2	235,29
52	0/92	0/15	2/60	0/0,023	88,0	91
53	0/92	0/15	2/30	2/0,029	128,1	126,6
56	0/92	0/15	0/30	0/0,023	109,9	109,00

Примечание: в числителе - кодовые значения, в знаменателе -  
натуральные значения варьируемых параметров

где

$W$  - в % ; - в мин;  $\tau_0$  - в мин;  $\tau_n$  - в мин;  $\omega$  - в с<sup>-1</sup>

На рис.4.20 представлена корреляционная зависимость между коэффициентом теплопередачи  $K_3$ , найденным экспериментально и  $K_p$  рассчитанным из уравнения (52).

Как видно из графика, точки удовлетворительно группируются вдоль корреляционной прямой и средней относительное отклонение  $K_p$  от  $K_3$  не превышает  $K_3$  %. Полученный результат указывает на пригодность уравнения (52) для проведения расчетов коэффициента теплопередачи в теплообменнике - рекуператоре биогазовая установка, работающем в пульсирующем режиме.



Рис.4.20.

Во всех опытах проведена проверка компонентного состав, которая показала, что он находится в предел допустимой нормы, предъявляемой общеизвестными требованиями технологического проектирования систем удаления, обработки обеззараживания, хранения, использования, подготовки навоза и помета применением для биогазовой установки. Поэтому можно рекомендовать апробированные приведенные выше оптимальные значения параметров биогазовая установка с рекуператором.

## Выводы по главе 4

1. Экспериментально установлено, что процесс теплообмена в рекуператоре интенсифицируется при повышении влажности на от 86 до 98% - в 1,2-2,6 раза при увеличении относительной продолжительности стадии перемешивания в единицу времени от 0 до 1- в 2,9 раза, при увеличении частоты полных обрушиваний 0,020 до 0,026 с<sup>-1</sup> - в 1,4 раза.

2. Во всех исследованных случаях график зависимости  $-\ln\theta = f(\tau)$  проходит через начало координат и имеет линейный характер, что подтверждает адекватность математической модели, выражаемой уравнением (34).

8. Наибольшая интенсивность процесса теплообмена наблюдается в диапазоне варьируемых параметров:  $W$  от 92 до 95%,  $\tau_n$  от 22,5 до 30 мин,  $\tau_0$  от 1 до 15 мин и  $\omega$  от 0,020 до 0,026 с<sup>-1</sup>. Эта область удовлетворяет технологическому требованию работы биогазовая установка с рекуператором и может быть рекомендована как оптимальный его эксплуатации.

4. Навоз, вновь загружаемый в метантенк, при поддержании рекомендуемых технологических параметров работы рекуператор, отбирает до 70% теплоты сброженной массы, что существенно увеличивает тепловой к.п.д. установки. При этом продолжительность единичного цикла теплоотбора составляет 50 - 60 мин, против 130 - 150 теплоотбора в режиме без перемешивания.

5. Компонентный состав биогаза, получаемого в биогазовая установка с исследованным рекуператором не изменяется.

## РЕКУПЕРАТОРА

### 5.1. Методика инженерного расчета рекуператора биогазовая установка

Как было показано в литературном обзоре, основная часть затрат энергии для обеспечения процесса метанового сбраживания приходится на подогрев вновь загружаемого навоза до температуры сбраживания. Вследствие этого для повышения общего к.п.д. биогазовой установки необходимо прежде всего применять рекуператоры сбросной теплоты. Это освобождает от необходимости применения в большинстве случаев громоздких котлов - теплообменников типа КО – 250 в системе подогрева, которые не оправдывают себя с точки зрения капитальных вложений (сложное оборудование для сжигания топлива в котлах - теплообменниках КО-250 является причиной их высокой стоимости [37] ) и эксплуатационных затрат (сжигание в КО - 250 того количества товарного биогаза предъявляет повышенные требования к условиям эксплуатации, требует наличия не менее двух специально обученных операторов в смену). Применение рекуператоров может в значительной мере уменьшить эти затраты.

На основании результатов исследований, изложенных в главах 2, 3 и 4 настоящей работы, была обоснована система рекуперации сбросной теплоты, на базе встроенного в биогазовую установку трубчатого рекуператора работающего в режиме возвратно - поступательного перемешивания масс в обеих полостях рекуператора одновременно. Эта система позволяет отказаться от громоздких котлов - теплообменников, применяемых для обеспечения температурного режима метантенков. Применение системы утилизации теплоты позволяет до 70 % от общего количества выделяемого биогаза отдавать на товарный биогаз (остальные идут на поддержание температурного режима метантенка).

На основании разработанной методики был проведен цифровой расчет

линии рекуперации теплоты сброженного навоза биогазовой установки с производительностью 90 м<sup>3</sup> навоза крупного рогатого скот в сутки (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Исходные данные для инженерного расчета

Исходный показатель	Едини измерения	Условные обозначения	Натуральные значения
Температура сбраживания	°С	2	55
Минимальная температура навоза	°С	t <sub>1.н</sub>	10
Период сбраживания	Сут.	сбр.	3
Теплоемкость навоза при 40°С	кДж/кг·К	С	4,029
Плотность навоза при влажности 95%;	кг/м <sup>3</sup>	Р	960
Содержание метана в биогазе (Приложение 4 )	%	СН <sub>4</sub>	70
Низшая теплота сгорания биогаза при 70% - ном содержании СН <sub>4</sub>	кДж/м <sup>3</sup>	Q'	24
Производительность биогазовая установка с рекуператором по жидкому навозу	м <sup>3</sup> /сут	П <sub>н</sub>	90
Суммарное время загрузки и выгрузки рекуператора	мин	τ <sub>3</sub> + τ <sub>н</sub>	12

Дробность загрузки рекуператора биогазовая установка можно рассчитать по формуле:

$$D = \frac{24 \cdot 60}{\tau} \quad (56)$$

где

$$\tau = \tau_{\text{оср.}} + \tau_3 + \tau_{\text{в}}$$



где

$\tau_{\text{оср}}$  - основное время (продолжительность теплоотбора), мин;

$\tau_3$  - время загрузки, мин;

$\tau_в$  - время выгрузки, мин.

Уравнение (52) показывает, что при обоснованных опытных параметрах возвратно - поступательного перемешивания жидкого навоза в рекуператоре коэффициент теплопередачи через стенки является постоянной величиной, равной  $227 \text{ Вт}/(\text{ м}^2 \cdot \text{ К } )$ . При этом общее термическое сопротивление,

$$R_{\text{об}} = 4,40 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{ К } / \text{ Вт } \text{ и } K^* = 3,8 \cdot 10^{-4} \text{ с}^{-1}.$$

С помощью уравнения (33) определяем продолжительности основного времени теплоотбора

$$\tau_{\text{осн}} = \frac{1}{2K^*} \ln \frac{1}{\theta}$$

При оптимальных значениях работы рекуператора основное время теплоотбора равно

$$\tau_{\text{осн}} = \frac{1}{2 \cdot 3,8 \cdot 10^{-4}} \ln \frac{1}{0,18} \approx 41 \text{ мин}$$

С учетом времени загрузки и выгрузки теплоносителей продолжительность теплоотбора  $\tau$  равна 53 мин. Таким образом, дробность  $D$  загрузки рекуператора равна

$$D = \frac{24 \cdot 60}{53} \approx 28 \frac{1}{\text{сут}}$$

Рабочий объем рекуператора, позволяющий обеспечить рекуперацию теплоты соответственно производительности биогазовая установка по навозу определяется формулой

$$V_{\text{р.р.}} = 2 \cdot \frac{\Pi_{\text{н}}}{D} \quad (57)$$

Тогда для нашего случая рабочий объем рекуператора равен

$$V_{p.p.} = 2 \cdot \frac{90}{28} = 6,4 \text{ м}^3$$

Определяем потребную для теплового процесса поверхность теплообмена

$$F = f \cdot V_{p.p.} = 6,5 \cdot 6,5 \approx 43 \text{ м}^2 \quad (58)$$

При этом разовой загрузки свежей порции навоза равен

$$G = \frac{P_n \cdot \rho}{D} = \frac{90 \cdot 960}{28} = 3085 \text{ кг} \quad (59)$$

Суточная производительность рекуператора по теплоте определяется формулой

$$P_{p.t.} = C \cdot \rho \cdot P_n \cdot \Delta t ; \quad (60)$$

Тогда

$$P_{p.t.} = 4,029 \cdot 960 \cdot 90 \cdot 29 = 10095 \text{ МДж/сут}$$

Производительность рекуператора по биогазу (с 70% - ным содержанием  $\text{CH}_4$ )

$$P_{p.t.б.} = P_{p.t.} / Q', \text{ м}^3/\text{сут}. \quad (61)$$

Тогда

$$P_{p.t.б.} = 10095 / 24 = 420,6 \text{ м}^3/\text{сут}$$

Таким образом, разработанная методика инженерного расчет системы утилизации сбросной теплоты в биогазовая установка позволяет выбрать оптимальный технологический режим работы рекуператора и рассчитать его основные параметры на стадии проектирования.

### **Выводы по главе 5**

1. Показатели компонентного состава биогаза при применении рекуператора биогазовой установки не изменяются.
2. Разработанная методика инженерного расчета позволяет рассчитать геометрические характеристики рекуператора и показателя его

работы. При этом для биогазовая установка с пропускной способностью 90 м<sup>3</sup> навоза в сутки получены следующие результаты:

- объем рекуператора  $V_{p.p.} = 6,40 \text{ м}^3$ ;
- поверхность теплообмена  $F = 43 \text{ м}^2$ ;
- производительность в переводе на биогаз (с 70% - ным содержанием  $\text{CH}_4$ ) 143322,3 м<sup>3</sup> в год.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

1. Большие (80 - 90%) энергетические затраты в существующих биогазовая установка обусловлены отсутствием в них высокоэффективных способов рекуперации теплоты, основанных на безмешалочном возвратно - поступательном перемешивании потоков жидкого навоза с одной системой

управления метантенком.

2. С целью устранения недостатков известных биогазовая установка, предложены новые устройства для рекуперации теплоты сброженной биомассы, которые позволяют утилизировать до 70% теплоты сброженной биомассы

3. Разработаны математические модели, описывающие процесс теплообмена в периодически действующем рекуператоре с пульсационным колебательным движением теплоносителей, обусловленным периодическим подключением их рабочих объемов к вакуумной системе. Показано, что модель - 2 по сравнению с моделью - 1 более легко реализуема на практике и удовлетворяет требованию адекватности реальном процессу. При этом относительная погрешность расчета по ней температуры составляет  $\pm 6 \%$ ,

4. Экспериментально установлено, что процесс теплообмена интенсифицируется при повышении влажности навоза от 86 до 98% - 1,2 - 2,6 раза, при увеличении относительной продолжительности стадии перемешивания в единицу времени от 0 до 1 - в  $\approx 2,9$  раза, при увеличении частоты полных обрушиваний от 0,020 до 0,026  $\text{с}^{-1}$  в 1,4 раза.

5. В результате проведенного многофакторного эксперимента получено регрессионное уравнение, которое позволяет со средней относительной погрешностью  $\pm 5 \%$  рассчитывать значения коэффициента теплопередачи для исследованного процесса

6. Показано, что компонентный состав биогаза, получаемого в биогазовая установка с исследованным рекуператором, не меняется.

7. В результате решения компромиссной задачи оптимизации процесса теплообмена по критериям максимального теплоотбора и

минимального времени процесса при условии  $(\frac{dt_1}{d\tau})_k = 1/30$  к/с найдены следующие оптимальные технологические параметры  $W = 92 - 95\%$ ,  $\tau_0 = 1 - 15$  мин,  $\tau_n = 22,5 - 30$  мин,  $\omega = 0,020 - 0,026$  с<sup>-1</sup>, которые обеспечивают утилизацию теплоты сброженной биомассы в количестве 70 % от сбрасываемой и время теплоотбора в пределах 50 – 60 мин.

8. Разработанная методика теплового расчета позволяет определить геометрические характеристики рекуператора при сохранении его высокой тепловой эффективности. При этом для биогазовая установка с пропускной способностью 90 м<sup>3</sup> навоза в сутки получены следующие геометрические характеристики и показатели рекуператора:

- объем рекуператора  $V_{p.p.} = 6,40$  м<sup>3</sup>;
- поверхность теплообмена  $F = 43$  м<sup>2</sup>;
- производительность в переводе на биогаз (с 70% - ным содержанием СН<sub>4</sub>) 143322,3 м<sup>3</sup> в год.