

А.Е. Басманов, А.А. Михайлюк

ЛОКАЛИЗАЦИЯ ПОЖАРОВ В РЕЗЕРВУАРАХ С НЕФТЕПРОДУКТАМИ

Рекомендовано
ученым советом
Национального университета
гражданской защиты Украины
(протокол № 12 от 24.02.11 г.)

Харьков
2011

УДК 621.3

Локализация пожаров в резервуарах с нефтепродуктами / А.Е. Басманов, А.А. Михайлюк. – Харьков: НУГЗУ, 2011. – 108 с.

Обоснована возможность повышения эффективности локализации пожаров в резервуарах с нефтепродуктами. Построены математические модели охлаждения горящего резервуара пожарными стволами. Сформулирована и решена задача оптимального выбора сил и средств для охлаждения горящего резервуара.

Для научных, научно-педагогических работников, докторантов аспирантов (адъюнктов), слушателей, курсантов и студентов, владеющих соответствующим математическим аппаратом в пределах учебной программы технического вуза III-IV уровня аккредитации.

Рецензенты: докт. техн. наук, проф. Бодянский Е.В.
докт. техн. наук, проф. Руденко О.Г.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
РАЗДЕЛ 1. ПОДХОДЫ К ЛОКАЛИЗАЦИИ И ЛИКВИДАЦИИ	
ПОЖАРОВ В РЕЗЕРВУАРНЫХ ПАРКАХ	7
1.1. Классификация резервуарных парков	7
1.2. Статистика пожаров.....	10
1.3. Анализ пожаров в резервуарных парках	11
1.4. Тушение пожара в резервуарном парке.....	14
1.4.1. Охлаждение горящего резервуара с помощью стационарных автоматических установок охлаждения	15
1.4.2. Охлаждение горящего резервуара передвижной техникой	15
1.5. Способы и системы тушения пожаров в резервуарах с нефтепродуктами	16
1.5.1. Тушение пожара стационарными установками пожаротушения	17
1.5.2. Тушение пожара в горящем резервуаре передвижной техникой	21
1.6. Моделирование пожара в резервуарном парке с нефтепродуктами .	21
1.6.1. Тепловое воздействие пожара на сухую стенку резервуара	22
1.6.2. Охлаждение горящего резервуара струями воды.....	23
РАЗДЕЛ 2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В	
ГОРЯЩЕМ РЕЗЕРВУАРЕ	24
2.1. Математическая модель нагрева сухой стенки горящего резервуара	24
2.2. Расчет площадей взаимного облучения.....	29
2.3. Оценка коэффициента конвективной теплоотдачи при свободной конвекции.....	36
2.4. Оценка коэффициента конвективной теплоотдачи при вынужденной конвекции.....	40
2.5. Оценка тепловых потоков в сухой стенке горящего резервуара	42
2.6. Определение температуры сухой стенки горящего резервуара.....	44
2.7. Проверка адекватности модели	51
РАЗДЕЛ 3. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ВОДНОЙ СТРУИ ВОДЫ СО	
СТЕНКОЙ РЕЗЕРВУАРА	55
3.1. Оценка коэффициента использования воды при охлаждении стенки горящего резервуара.....	55
3.2. Моделирование стекания водной пленки по вертикальной стенке...	57
3.3. Экспериментальная оценка площади области охлаждения	63
3.4. Сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными..	70
3.5. Оценка конвективной теплоотдачи в водную пленку.....	72
РАЗДЕЛ 4. ОПТИМИЗАЦИЯ ДЕЙСТВИЙ ПОДРАЗДЕЛЕНИЙ МЧС ПРИ	
ОХЛАЖДЕНИИ РЕЗЕРВУАРА С ПОМОЩЬЮ ПЕРЕДВИЖНОЙ	
ТЕХНИКИ	76
4.1. Математическая модель охлаждения резервуара струями воды	76
4.2. Идентификация коэффициента конвективного теплообмена стенки резервуар с водной пленкой	77

4.3. Постановка задачи оптимального выбора сил и средств для охлаждения горящего резервуара.....	80
4.3.1. Условия достижения струями воды верхней кромки резервуара	81
4.3.2. Нагрев воды, стекающей по стенке резервуара.....	82
4.3.3. Тепловой поток от горящего резервуара.....	87
4.4. Алгоритм выбора оптимальных средств и условий подачи воды для охлаждения горящего резервуара.....	89
4.5. Программная реализация моделей и алгоритмов	98
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	100
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	102

ВВЕДЕНИЕ

Резервуарные парки являются основным местом хранения сырой нефти и нефтепродуктов на нефтеперерабатывающих заводах, перевалочных и распределительных нефтебазах, предприятиях автомобильного, железнодорожного, водного, воздушного транспорта. Скопление легковоспламеняющихся и горючих жидкостей на относительно небольшой площади резервуарного парка приводит к повышенной пожарной опасности таких производств. Пожар в резервуаре является одной из опаснейших чрезвычайных ситуаций, способных привести не только к значительному материальному ущербу, но и к человеческим жертвам. Ситуация осложняется и экономически обусловленной тенденцией перехода к резервуарам большего объема, что еще больше увеличивает объем горючих жидкостей, приходящихся на единицу площади. Это, в свою очередь, повышает опасность распространения пожара на соседние резервуары при отсутствии своевременной локализации и ликвидации очага горения.

Проектирование резервуарных парков, меры пожарной безопасности, действия подразделений МЧС регламентируются рядом нормативных документов. Но, несмотря на принимаемые меры, количество пожаров за последние 30 лет остается практически неизменным. При этом на территории СНГ происходит в среднем 12 крупных пожаров в год. Из них в Украине – 2 пожара в 3 года. При этом каждый четвертый пожар заканчивается полным выгоранием нефтепродукта [90].

Процессы горения жидкостей исследовались В.И. Блиновым, Г.М. Худяковым, В.Ч. Реуттом, И.И. Петровым. Вопросам пожарной безопасности резервуарных парков посвящены работы О.М. Волкова, Г.А. Проскуракова, М.Г. Топольского, А.Ф. Федорова, Ю.А. Абрамова, А.Е. Басманова, D. Burgess, G. Markstein. Форма факела и тепловой поток от него исследовался D. Drysdale, Л.Н. Куценко, А.П. Созником, вопросы теплообмена исследовались в работах Х.И. Исхакова, Р.Ш. Хабибулина, С.В. Пузача, тушение пожаров нефтепродуктов пеной рассмотрено А.Ф. Шароварниковым, В.П. Молчановым, С.С. Воеводой.

Традиционные модели, горящего резервуар, рассматривают равномерный нагрев его сухой стенки по всей высоте. При этом не учитывается ее неравномерный нагрев, обусловленный различным расстоянием от области горения и ветровой нагрузкой.

В существующих на сегодня работах по охлаждению вертикальной стенки рассматриваются модели, предполагающие прямоугольную область охлаждения, стекание водной пленки с постоянной скоростью и постоянную толщину пленки по всей стенке. Указанный класс моделей применяется в промышленности для технологических аппаратов, где удастся реализовать такой режим охлаждения. Однако, в случае охлаждения резервуара струями воды эти условия не будут выполнены. Существующие нормативные документы указывают рекомендуемую интенсивность подачи воды на охлаждение резервуара независимо от вида горящего нефтепродукта и

высоты сухой стенки. При этом интегральный параметр – интенсивность орошения, зависит от количества стволов, их типа и напора воды. Обоснованные рекомендации по выбору этих трех параметров в нормативных документах и специальной литературе отсутствуют.

Таким образом, эффективное использование сил и средств подразделений МЧС для локализации пожара в горящем резервуаре является актуальной задачей. Ее решения требует решения ряда частных задач.

1. Построение математической модели горящего резервуара, учитывающей неравномерность нагрева его сухой стенки, обусловленной различным расстоянием частей сухой стенки от области горения, ветровой нагрузкой, теплопроводностью стальной стенки.

2. Построение математической модели стекания водной пленки по вертикальной стенке, учитывающей отскок части воды после удара струи о стенку, скорость струи и интенсивность подачи воды.

3. Построение математической модели охлаждения горящего резервуара пожарными стволами, учитывающей особенности стекания водной пленки по стенке резервуара, и экспериментальное оценивание ее параметров.

4. Решение задачи оптимального выбора сил и средств для охлаждения горящего резервуара, учитывающей ограничение на размещение стволов, обусловленное досягаемостью струей резервуара, тепловым воздействием пожара на личный состав, ограничения, связанные с необходимостью охлаждения стенки резервуара до температуры ниже критической.

РАЗДЕЛ 1

ПОДХОДЫ К ЛОКАЛИЗАЦИИ И ЛИКВИДАЦИИ ПОЖАРОВ В РЕЗЕРВУАРНЫХ ПАРКАХ

1.1. Классификация резервуаров и резервуарных парков

Резервуары и резервуарные парки как основные сооружения складов нефти и нефтепродуктов широко распространены в различных отраслях народного хозяйства. При этом различают следующие виды резервуаров: заглубленные (подземные); полузаглубленные, когда покрытие резервуара находится над уровнем земли не более, чем на половину высоты корпуса и наземные.

Наиболее распространенными как в нашей стране, так и за границей, являются наземные вертикальные стальные резервуары (РВС) – табл. 1.1.

Таблица 1.1

Резервуары вертикальные стальные

Номинальный объем, м ³	Со стационарной крышей		С плавающей крышей	
	Диаметр, м	Высота, м	Диаметр, м	Высота, м
100	4,7	6		
200	6,6	6		
300	7,6	7,5		
400	8,5	7,5		
700	10,4	9		
1000	10,4	12	12,3	9
2000	15,2	12	15,2	12
3000	19	12	19	12
5000	21	15	22,8	12
5000	23	12		
10000	28,5	18	28,5	18
10000	34,2	12		
15000	40	12		
15000	34	18		
20000	40	18	40	18
20000	46	12		
30000	45,6	18	45,6	18
40000	56,9	18	56,9	18
50000	60,7	18	60,7	18
100000			85,3	18
120000			92,3	18

По конструктивным особенностям вертикальные стальные резервуары для хранения нефти и нефтепродуктов с давлением насыщенных паров не выше 93,3 кПа делятся на резервуары следующих типов:

- с плавающей крышей (ПК);
- со стационарной крышей без понтона (СК);
- со стационарной крышей с понтоном (СКП).

Стенки вертикальных стальных резервуаров состоят из стальных листов толщиной до 4 мм, размерами 1000×2000мм или из стальных листов толщиной более 4мм, размерами 1500×6000мм, причем толщина нижнего пояса стенок резервуара колеблется в пределах от 6 мм (РВС-1000) до 25мм (РВС-120000) в зависимости от вместительности резервуара. Толщина верхнего пояса составляет от 4 до 10 мм. Верхний сварочный шов с кровлей резервуара выполняется ослабленным с целью предотвращения разрушения резервуара в случае взрыва паровоздушной смеси внутри закрытого объема резервуара [56].

Для хранения относительно небольших количеств нефтепродуктов используются горизонтальные стальные резервуары вместительностью до 1000 м³. Кроме стальных резервуаров, в некоторых случаях используют также железобетонные.

Резервуары могут устанавливаться на земле или под землей. Подземными называют резервуары, которые углублены в грунт или осыпаны грунтом, когда наивысший уровень жидкости, которая в нем хранится, находится не меньше, чем на 0,2 м ниже минимальной планировочной отметки близлежащей площадки, а также резервуары, которые имеют насыпку не меньше, чем на 0,2 м выше допустимого уровня нефтепродукта в резервуаре и ширину не меньше, чем 3 градуса. Наземными называют резервуары, в которых днище находится на одном уровне или выше минимальной планировочной отметки близлежащей площадки в пределах 3 м от стенки резервуара. Все резервуары оборудуют дыхательной арматурой для выравнивания давления внутри резервуара с давлением в окружающей среде во время закачивания или откачивания нефти (нефтепродукта) приемно-раздаточными устройствами, а при необходимости, особенно в случае хранения нефти и темных нефтепродуктов, системами размывания донных отложений.

Резервуары, которые предназначены для хранения вязких нефтепродуктов, оборудуются системами обогрева и покрываются теплоизоляционным негорючим материалом. Как теплоизоляционный материал могут использоваться кирпич, азбестоцемент, минеральная вата, пеностекло. Подогревание жидкости в резервуарах с помощью внутренних обогревателей осуществляется насыщенным водяным паром или горячей водой.

На крышах резервуаров, кроме дыхательной арматуры, размещаются также световые и технологические люки для измерения уровня жидкости и технического обслуживания, а на плавающих крышах, кроме этого -

устройства для удаления атмосферных осадков через гибкий шланг или шарнирную трубу и подвижные ступеньки [73].

Резервуарные парки для хранения нефти и нефтепродуктов являются сложными инженерно-техническими сооружениями и состоят из резервуаров, как правило, объединенных по группам, систем трубопроводов и других сооружений. В зависимости от общей вместительности по требованиям норм [75] склады нефти и нефтепродуктов (СНН) делятся на две группы (табл. 1.2).

К первой группе относятся самостоятельные СНН, а также:

- резервуарные парки и наливные станции магистральных нефтепроводов и нефтепродуктопроводов;
- товарно-сырьевые парки нефтеперерабатывающих заводов;
- сырьевые парки нефтехимических предприятий.

Ко второй группе относятся СНН, которые входят в состав складов предприятий (промышленных, транспортных, энергетических, сельскохозяйственных и др.).

Самостоятельные СНН в свою очередь делятся:

- по характеру операционной деятельности – на распределительные, перевалочные, перевалочно-распределительные, базы хранения;
- по транспортным связям – на железнодорожные, водные, водно-железнодорожные, трубопроводные (которые получают нефтепродукты по магистральным трубопроводам) и глубинные (которые получают нефтепродукты автотранспортом);
- по классификации нефти и нефтепродуктов, которые хранятся – СНН для хранения легковоспламеняющихся жидкостей (ЛВЖ), СНН для хранения горючих жидкостей (ГЖ), СНН общего хранения (ЛВЖ и ГЖ одновременно);
- на категории и подкатегории согласно табл. 1.2 в зависимости от общей вместимости.

Таблица 1.2

Категории и подкатегории СНН в зависимости от общей вместимости СНН

Категория СНН	Подкатегория СНН	Общая вместимость по категориям, м ³
I	I-а	Свыше 300 000
	I-б	Свыше 100 000 до 300 000 вкл.
II	II-а	Свыше 50 000 до 100 000 вкл.
	II-б	Свыше 20 000 до 50 000 вкл.
III	III-а	Свыше 10 000 до 20 000 вкл.
	III-б	Свыше 2000 до 10 000 вкл.
	III-в	До 2000 вкл.

Общая вместимость СНН определяется, как суммарный объем резервуаров и тары для хранения нефти и нефтепродуктов.

Для сокращения потерь нефтепродуктов во время закачки или откачивания нефти (нефтепродуктов) группы резервуаров со стационарными

крышами могут быть оборудованы газоуравнительными системами. Эти системы состоят из сети трубопроводов, которая соединяет через огнепреградитель паровоздушные пространства резервуаров между собой. В газоуравнительную систему также входят газгольдер, сборник конденсата, насос для перекачивания конденсата и конденсатопровод. Для отключения газового пространства отдельных резервуаров от общей сети применяются вентили и задвижки [35].

Резервуары, в которых возможно образование донных отложений, наличие которых приводит к уменьшению их полезного объема, оборудуются системами гидроразмывания. Системы гидроразмывания донных отложений состоят из насосной установки для подачи воды в систему, трубопровода диаметром 150-300 мм, гидроэжекторной установки (состоит из эжектора, передвижной электропомпы и гидромониторов), а также трубопровода для отвода парафиноводной смеси.

1.2. Статистика пожаров

В связи с повышением роли нефти и нефтепродуктов в мировой экономике, повсеместным увеличением государственных резервных запасов увеличивается и количество пожаров на нефтехранилищах.

В среднем в резервуарных парках на территории СНГ происходит около 12 крупных пожаров в год. Из них в Украине происходит 2 пожара в 3 года. При этом каждый четвертый пожар носит затяжной характер и заканчивается полным выгоранием нефтепродуктов [38, 39, 57].

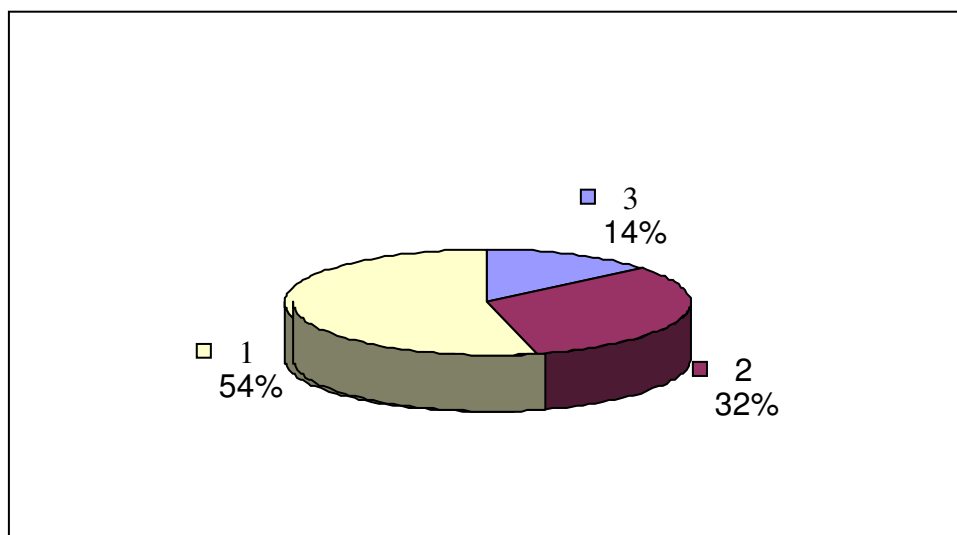


Рис. 1.1. Распределение пожаров по виду хранимого нефтепродукта: 1 – резервуары с бензином (54%); 2 – резервуары с нефтью (32%); 3 – резервуары с другими видами нефтепродуктов (мазут, керосин, дизельное топливо, масло и др.) (14 %)

Анализ статистических данных пожаров на объектах хранения, переработки и транспортировки нефти и нефтепродуктов за последние 20 лет

[82] свидетельствуют о том, что из 240 пожаров в системе транспортировки и перекачки нефтепродуктов пожары составляют 10%, на нефтепромыслах – 14%, на НПЗ – 27,7% и на нефтебазах – 48,3%. При этом пожары в резервуарах с нефтью составляют 32%, в резервуарах с бензином – 54% и резервуарах с другими видами нефтепродуктов (мазут, керосин, дизельное топливо, масло и др.) – 14% (рис.1.1). Приводимая исследователями статистика частоты аварий на объектах энергетики, переработки, транспортировки и распределения нефтепродуктов свидетельствует, что в среднем для различных видов резервуаров ее значения составляют $(1,29 - 5,73) \cdot 10^{-4}$ год⁻¹, а вероятность возникновения пожара в системе «резервуар – нефтепродукт» оценивается величиной $(2,5 - 5,0) \cdot 10^{-4}$ год⁻¹. Пожары происходили, в основном, на работающих резервуарах типа РВС (224 случая), из них в 194 случаях – в резервуарах с бензином и нефтью [103, 104]. Поэтому, в первую очередь, практический интерес представляет изучение именно резервуаров с нефтью и бензином.

1.3. Анализ пожаров в резервуарных парках

Большая часть пожаров и взрывов (около 90%), как показывает статистика [2,29], приходится на наземные вертикальные цилиндрические стальные резервуары, которые являются наиболее распространенными. Статистические данные также свидетельствуют о том, что наиболее уязвимыми являются резервуары со стационарной крышей и понтоном, которые используются для уменьшения потерь нефтепродукта в результате его испарения. Благодаря меньшему испарению нефтепродукта, его концентрация превышает нижний концентрационный предел распространения пламени, что ведет к образованию взрывоопасных смесей, воспламеняющихся от источника зажигания, который чаще всего возникает при нарушении работы понтона, связанном с его перекосами, заклиниванием, ударами.

Согласно [26] наименее опасными являются резервуары с плавающей крышей. Однако в Украине используются, в основном, резервуары со стационарной крышей и резервуары со стационарной крышей и понтоном.

Исходя из анализа статистических данных о пожарах в резервуарах с нефтепродуктами необходимо отметить, что основными причинами пожаров являются: огневые и ремонтные работы, искры электроустановок, проявления атмосферного электричества, разряды статического электричества. Третья часть всех пожаров на резервуарах произошла от самовозгорания пиррофорных отложений, неосторожного обращения с огнем, поджогов и других источников. При этом около 30% пожаров на работающих резервуарах происходит при нарушении технологии [85].

По статистическим данным пожары в резервуарах с нефтепродуктами чаще всего заканчиваются частичным или полным их разрушением. Наибольшую опасность представляет полное разрушение резервуара,

которое сопровождается выходом (разливом) нефтепродукта, что может привести к катастрофическим последствиям с большим материальным ущербом и гибелью людей.

Исследование материалов, связанных с разрушением резервуаров, показало, что наиболее опасным фактором, возникающего при этом пожара, является гидродинамическое истечение горючей жидкости (нефтепродукта), хранимой в резервуаре. Причем, характер истечения и взаимодействия, возникающей в этом случае, волны прорыва с обвалованием таков, что в 22 случаях (47,8%) поток разрушал или промывал защитное обвалование, а в 12 случаях (26,1%) – переливался через него [57, 38]. Это объясняется тем, что нормативное обвалование рассчитывается на статическое удерживание пролитой жидкости и оно не способно выполнить защитные функции при гидродинамическом истечении жидкости.

Только в 8 случаях (17,4%) обвалование выполнило свои функции, так как истечение жидкости происходило из частично заполненных резервуаров, разрушившихся от внутреннего разрыва, в 4 случаях – вокруг разрушившихся резервуаров обвалований не было.

Анализ разрушений резервуаров с нефтепродуктами свидетельствует о том, что 45,6% всех разрушений приходится на резервуары, эксплуатируемые более 20 лет, т.е. сверх нормативно установленного срока службы и наиболее частому разрушению (30,4%) подвергаются резервуары типа РВС-5000 [73].

Опасность данных резервуаров обуславливается не только пожаровзрывоопасными свойствами нефтепродуктов, но и конструктивными особенностями резервуаров, их объемом, увеличение которого существенно усложняет противопожарную защиту резервуарных парков. С увеличением диаметра резервуара при повышении интенсивности горения возрастает тепловой поток от факела. Увеличение высоты резервуара, в свою очередь, затрудняет подачу огнетушащих средств в резервуар. В случае разрушения резервуара разлившийся нефтепродукт покрывает большую площадь, создавая угрозу жизни людей, и причиняя значительный материальный ущерб. Особую опасность при тушении пожаров в резервуарных парках представляют резервуары, находящиеся рядом с горящим. Нагрев этих резервуаров может привести к воспламенению паров нефтепродуктов на дыхательных линиях на крыше или к взрыву паров внутри резервуара [34]. Так, например, в результате пожара на нефтебазе в г. Ногинске (Подмосковье) произошло 2 взрыва и загорание 2 резервуаров с бензином объемом 1000 м^3 и 5000 м^3 , вследствие чего погибло 2 человека и 1 человек пострадал. При проведении аварийно-спасательных работ была осуществлена эвакуация людей из близлежащего жилого квартала.

Пожар, который произошел вначале 2007 года в резервуарном парке Левокумского района Ставропольского края, привел к полному разрушению резервуара емкостью 2000 м^3 , наполненного смесью воды и нефти. В результате пожара произошел разлив и возгорание нефти на площади

1200 м², которое длилось до полного выгорания нефтепродукта. Высота пламени достигала 20 м.

Пожар, происшедший в 2007 году в резервуаре с бензином емкостью 5000 м³ на НПЗ в Комсомольске на Амуре (Россия), длился 7 часов. В результате пожара пострадал 1 человек.

Пожар в резервуаре с нефтепродуктом начинается, как правило, со взрыва паровоздушной смеси, находящейся в газовом пространстве между крышей и поверхностью жидкости. В результате взрыва происходит полное или частичное разрушение крыши резервуара и возникает пожар. Значительно реже взрыв паровоздушной смеси сопровождается разрушением стенок резервуара с разливом его содержимого. Если концентрация паровоздушной смеси в резервуаре будет выше верхнего концентрационного предела распространения пламени, то пожар начинается с воспламенения и факельного горения струи, выходящей через дыхательную арматуру, открытые люки или через не плотности в крыше и верхней части корпуса.



Рис. 1.2. Резервуар «сложился» в результате взрыва и пожара

Большую опасность представляют вскипание и выбросы нефти и нефтепродуктов из горящего резервуара. Вскипание нефтепродуктов связано с наличием воды в виде мелких капель в массе жидкости. Вскипание характеризуется бурным вспениванием продукта (в 4–5 раз увеличивается объем нагретой жидкости). Чаще всего вскипают нефти и мазуты. Выброс нефтепродукта наступает в том случае, когда образовавшийся гомотермический слой нефти или мазута, нагретый до температуры более 140 – 150⁰С, достигает слоя подтоварной воды. При этом вода перегревается, значительная часть ее переходит в пар, который и выбрасывает нефтепродукт

из резервуара. Десятки тонн нефтепродукта могут быть выброшены на большое расстояние и покрыть территорию в несколько тысяч квадратных метров со всеми расположенными на ней резервуарами и сооружениями.

Пожары в резервуарах со светлыми нефтепродуктами обычно начинаются со взрыва паровоздушной смеси в газовом пространстве резервуара и срыва крыши или с горения паровоздушной смеси в газовом пространстве резервуара без срыва крыши, но с нарушением целостности ее в отдельных наиболее слабых местах.

В резервуарах с темными нефтепродуктами, имеющих водяную подушку (независимо от ее толщины), могут происходить вскипание и перелив горящих продуктов через борт (вал) емкостей, а также взрывообразные выбросы жидкости на большую высоту. При вскипании нефтепродуктов высота пламени увеличивается до 70—80 м (в резервуарах РВС-5000).

Анализ пожаров в резервуарных парках показал, что в 30-40% случаев резервуары разрушались вследствие воздействия высокой температуры или взрыва (рис. 1.2), после чего образовывались закрытые пространства, куда пену для тушения подать практически невозможно. Это приводило к полному выгоранию нефтепродукта в резервуаре или распространению пожара на соседние резервуары.

1.4. Тушение пожара в резервуарном парке

Основными оперативно-тактическими действиями подразделений МЧС при тушении пожара в резервуарном парке являются:

- разведка пожара;
- охлаждение горящего резервуара и соседних;
- подготовка и проведение пенной атаки.

После прибытия подразделений МЧС на место пожара и проведения разведки, первоочередной задачей является недопущение разрушения горящего резервуара и распространения пожара на соседние резервуары. Для этого проводится охлаждение горящего резервуара и соседних с ним путем подачи воды. На данный момент универсальным охлаждающим составом является вода. Достоинствами воды как огнетушащего и универсального охлаждающего состава является ее доступность, простота хранения, использования и транспортировка, значительная теплоемкость.

В настоящее время основными способами и средствами охлаждения резервуаров являются:

- стационарные автоматические установки (кольца охлаждения);
- передвижная техника (лафетные стволы, мобильные гидромониторы).

1.4.1. Охлаждение горящего резервуара с помощью стационарных автоматических установок охлаждения

В соответствии с [54] стационарной установкой охлаждения оборудуются наземные резервуары со стационарной крышей или понтоном объемом 5000 м^3 и больше, резервуары с плавающей крышей объемом 50000 м^3 и больше. Стационарные установки охлаждения резервуаров со стационарной крышей и понтоном объемом 10000 м^3 и больше должны обеспечивать создание водяной завесы для защиты дыхательных клапанов. Расход воды, необходимый для охлаждения горящего наземного металлического резервуара, принимается $0,5 \text{ л/с}$ на 1 м длины окружности резервуара, а для охлаждения соседних резервуаров, удаленных от горящего на расстояние, равное двум и менее нормативным, – $0,2 \text{ л/с}$ на 1 м расчетной длины окружности (за расчетную длину принимается половина длины окружности). Время охлаждения при стационарных автоматических системах тушения – 3 ч , при использовании передвижных средств тушения – 6 ч . При этом не предусматривается охлаждение соседних с горящим резервуаром в случаях [54, 35]:

- наземных резервуаров с плавающей крышей, оборудованных стационарно установленной установкой автоматического пожаротушения;
- резервуаров со стационарной крышей и резервуаров с понтоном, расположенных на расстоянии от горящего более двух нормативных расстояний;
- резервуаров с теплоизоляцией, исключающих повышение температуры хранимых в них жидкостей при пожаре в соседнем резервуаре;
- подземных резервуаров вместимостью 400 м^3 и менее.

Основным недостатком охлаждения горящего резервуара стационарными установками, является то, что как показывает статистика (50% случаев), стационарные установки охлаждения выходят из строя в результате сноса взрывом крыши и верхнего контура резервуара.

1.4.2. Охлаждение горящего резервуара передвижной техникой

Для охлаждения резервуаров используют также передвижную технику – пожарные стволы, присоединяемые пожарными рукавами к гидрантам на сети противопожарного водопровода или к пожарным автомобилям, или мотопомпам, гидромониторам.

При этом одними из основных требований при тушении пожара в резервуаре согласно [26] являются: запрет нахождения личного состава в обваловании (в случае горения нефтепродукта в обваловании); работу ствола по охлаждению резервуара рекомендуется проводить из-за обвалования.

Оптимальное расположение ствола относительно стенки резервуара определяют в зависимости от параметров ствола, размеров резервуара,

требуемой интенсивности подачи воды на охлаждение резервуара, высоты расположения ствола относительно верхней части резервуара.

Интенсивность подачи воды на охлаждение горящего резервуара составляет 0,5 м/с [49] или 0,8 м/с [54] при подаче воды по всему периметру резервуара.



Рис. 1.3. Охлаждение горящего резервуара передвижной техникой

Основным недостатком существующих рекомендаций по интенсивности подачи воды на охлаждение горящего резервуара является то, что они не учитывают:

- вид горящего нефтепродукта;
- высоту сухой стенки;
- тип пожарных стволов;
- напор воды.

1.5. Способы и системы тушения пожаров в резервуарах с нефтепродуктами

Для эффективной борьбы с чрезвычайными ситуациями (пожарами) в этой отрасли необходимо наличие подготовленных подразделений МЧС на соответствующей технике с необходимыми огнетушащими составами.

Основными оперативно-тактическими действиями подразделений МЧС при тушении пожаров на нефтехранилищах являются:

- разведка пожара;
- охлаждение горящего резервуара и соседних резервуаров;
- подготовка и проведение пенной атаки.

В настоящее время основным средством тушения пожаров в резервуарах с нефтепродуктами является пена средней кратности, образованная из углеводородных пенообразователей, которая подается с

использованием стационарных пенных камер типа ГПСС-600 или генераторов пены типа ГПС-600, подаваемых на тушение пожаров с использованием коленчатых подъемников [90].

На практике используются два вида стационарных систем тушения:

- система с подачей пены высокой кратности или средней кратности сверху на поверхность нефтепродукта;
- система подслоного тушения с подачей пены низкой кратности снизу.

Однако в [26] показано, что такие системы имеют ряд конструктивных недостатков, что сказывается на эффективности тушения пожаров в резервуарах.

Анализ пожаров в резервуарных парках с нефтепродуктами позволил выделить основные причины и условия, затрудняющие успешное и своевременное тушение пожаров и загораний в резервуарах [90]:

- резервуары в нефтехранилищах используются устаревшие с повышенной пожарной опасностью;
- быстрое развитие пожара в резервуарных парках сопровождается вскипанием, выбросом и разливом нефтепродуктов на большие площади;
- существующие автоматические и стационарные установки пожаротушения выходят из строя уже в начальной стадии пожара и взрыва;
- большинство автоматических установок пожаротушения работают в ручном режиме, что обуславливает большую инерционность;
- эффективность стационарных установок пожаротушения снижается из-за разрушения пены при длительном воздействии на нее высокой температуры;
- пожары в резервуарных парках очень быстро приобретают такие размеры, при которых для их ликвидации требуется большое количество личного состава и техники, в том числе, и специальной.
- время ликвидации пожаров в резервуарных парках составляет десятки часов;
- тушение пожаров в резервуарных парках связано с большой опасностью для жизни людей, принимающих участие в их тушении.

Согласно требованиям [54] для тушения пожаров в резервуарах предусматриваются следующие системы пожаротушения:

- стационарные установки автоматического пожаротушения;
- стационарные установки неавтоматического пожаротушения;
- передвижные установки пожаротушения (пожарные автомобили, мотопомпы, а также средства для подачи пены).

1.5.1. Тушение пожара стационарными установками пожаротушения

Стационарные установки автоматического пожаротушения предназначены, как правило, для тушения пожаров в наземных резервуарах

номинальным объемом 5000 м^3 и больше. В целом стационарная система автоматического водопенного тушения пожаров (ВТП) обеспечивает защиту резервуарных парков с нефтью и нефтепродуктами и предназначена для обнаружения очага загорания, подачи сигнала о возникновении пожара и ликвидации загорания.

Установка ВТП состоит из следующих основных элементов: пожарной насосной станции, магистральных трубопроводов для подачи водного раствора пенообразователя, контрольно-пусковых узлов (КПУ). Пожарная насосная станция имеет резервуар чистой воды (250 м^3) и емкость пенообразователя (16 м^3). В помещении пожарной насосной размещены два насосных агрегата подачи водного раствора пенообразователя, оборудование автоматического дозирования пенообразователя (с дозаторами ДПА-30 в количестве 4 шт.). Магистральный трубопровод подачи водного раствора пенообразователя постоянно заполнен 6% водным раствором пенообразователя и расположен в земле в виде кольцевой сети (от пожарной насосной станции до помещений с контрольно-пусковыми узлами). От КПУ проложены наземные сухотрубы, на которых установлены генераторы для получения воздушно-механической пены.

Подача водного раствора пенообразователя в сеть осуществляется насосами типа 200Д60 производительностью 2000 л/мин, напором – 84 м с электродвигателями мощностью 600 кВт, напряжением 4,5 кВт по трубам кольцевой магистральной сети диаметром 200 мм.

Принцип действия установки ВТП и ее элементов состоит в следующем:

- пуск системы осуществляется автоматически КПУ при срабатывании спринклеров, расположенных в резервуарах. Спринклеры устанавливаются с температурой плавления замка 72°C или непосредственно в месте расположения КПУ с помощью крана ручного пуска;

- для подачи раствора пенообразователя из системы ВТП на пеногенератор в контрольно-пусковых узлах использованы быстродействующие клапаны типа «БКМ» с гидравлическим приводом. Для постоянного поддержания в системе ВТП давления в пределах $4,5 - 6 \text{ кг/см}^2$, необходимого для нормальной работы клапанов БКМ, служит воздушный бак. Давление в баке поддерживается подачей сжатого воздуха.

Наземные резервуары объемом от 1000 до 3000 м^3 и резервуары объемом 5000 м^3 на складах II-б, III категорий с наземными резервуарами объемом 5000 м^3 и меньше допускается оборудовать стационарно установленными пеногенераторами в верхней или нижней части резервуара, в зависимости от принятых средств пожаротушения, сухими трубопроводами (с соединительными головками для подключения пожарной техники и заглушками), выведенными за границы обвалования. Водный раствор пенообразователя по распределительному трубопроводу поступает в

пеногенератор и, образуемая при этом воздушно-механическая пена через пенокамеру выбрасывается в зону пожара. Интенсивность подачи раствора пенообразователя при тушении нефтепродуктов с температурой вспышки ниже 28°C составляющей 0,08 л/с на 1м² площади испарения резервуара, а при тушении нефти и других нефтепродуктов – 0,05 л/с на 1м². Время тушения составляет 10 мин при запасе пенообразователя и воды на 30 мин (т.е. обеспечивается трехкратный запас) [49, 31].

Способ подачи пены для тушения пожара в резервуаре зависит от конструктивных особенностей резервуара [90, 104]. При этом учитывают горение нефтепродуктов на верхнем, среднем и нижнем уровнях резервуара, что определяется по изменению окраски его стенок в результате нагрева.

Резервуары со стационарной крышей без понтона защищаются подачей:

- пены средней кратности на поверхность горящего нефтепродукта;
- низкократной пены сверху резервуара;
- низкократной пены в нижнюю часть резервуара, как непосредственно в нефтепродукт (подслойный способ), так и через эластичный рукав с выходом на поверхность горящего нефтепродукта.

Резервуары со стационарной крышей и понтоном защищаются подачей:

- пены средней кратности;
- низкократной пены одновременно сверху и в слой горящего нефтепродукта.

Резервуары с плавающей крышей защищаются:

- автоматической системой с низкократной пленкообразующей пеной, нацеленной для попадания в кольцевой зазор между стенкой резервуара и краем плавающей крыши;
- автоматической автономной хладоновой (газовой) системой, расположенной на плавающей крыше и подслойной системой низкократной пленкообразующей пены;
- автономной системой пеногенераторов низкократной пленкообразующей пены и побудительных устройств, расположенных на плавающей крыше, в сочетании с подслойной системой.

Резервуары с плавающей крышей и понтоном защищаются:

- комплексной системой, которая включает пенное (газовое) тушение пламени в кольцевом зазоре между стенкой и плавающей крышей и подслойной системой подачи пены на всю поверхность зеркала нефти в резервуаре.

Резервуары с фиксированной крышей (стационарной) защищаются:

- системой пожаротушения, которая включает тушение пламени на всей поверхности резервуара пеной низкой или средней кратности, а также подслойной системой подачи пены на всю поверхность зеркала нефти в резервуаре.

При этом все стационарные автоматические установки пожаротушения резервуарных парков должны отвечать следующим требованиям [56]:

- гарантировать подачу расчетного количества пены в резервуар;
- инерционность установки в целом не должна превышать 3 мин., т.е. пена должна быть подана на поверхность горящего резервуара не позднее, чем через 3 мин после возникновения пожара;
- пенокамеры должны крепиться так, чтобы они не были повреждены при разрушении крыши, должны иметь герметизирующее устройство, предохраняющее утечку паров нефтепродукта из резервуара в атмосферу, а также чтобы сопротивление продвижению пены не превышало допустимый предел для применения генераторов пены;
- пожарные датчики должны обладать небольшой инерционностью (до 10 с), быть взрывозащищенного исполнения и работоспособными при разных температурных колебаниях и изменении влажности. Тепловые датчики размещают по периметру резервуара равномерно (у каждой пенокамеры по одному датчику).

Однако, как показала практика, данные системы пожаротушения имеют ряд недостатков.

Прежде всего, стационарные установки на горящем резервуаре обычно повреждаются взрывом или выходят из строя под сильным тепловым воздействием пожара. В связи с этим они используются в основном только для охлаждения соседних резервуаров [90, 103]. Кроме того, на сегодня далеко не все резервуары оборудованы такими системами, а в большинстве оборудованных – находятся в неисправном состоянии [57, 58].

Также данные системы согласно [97] имеют ряд конструктивных недостатков. В летний период может возникать ложное срабатывание датчиков, приводящее к остановке технологического процесса и значительному расходу пенообразователя. Вследствие этого система переводится в ручной режим, при котором при поступлении сигнала диспетчеру сначала проверяется действительно ли имеет место пожарная ситуация и лишь затем включается система тушения. Исследования показали, что по причинам, обусловленным условиями эксплуатации, большинство автоматических установок переведено на ручной режим работы, что ведет к неизбежному увеличению ее инерционности. Результаты испытаний автоматической установки пенного пожаротушения на Лисичанском НПЗ показали, что пена на тушение условного пожара в резервуаре пошла только через 20 минут. Оказалось, что около 70% растворопроводов находится в аварийном или нерабочем состоянии.

Кроме того, опыт эксплуатации автоматических систем показал, что в 50% случаев взрыв в резервуаре приводит к выходу из строя узлов подачи пены, а пожар в обваловании – в 25% [43, 57, 82].

Эффективное применение стационарных установок затруднено также разрушением пены из-за высокой температуры пламени. Интенсивный газообмен рядом с пламенем ухудшает забор воздуха для пены высокой кратности.

Известно [35, 90], что по поверхности холодного нефтепродукта пена высокой кратности движется с постоянной скоростью около 34 см/с. В случае же растекания по горящему нефтепродукту скорость движения пены падает по мере удаления от места слива пены. Это связано с разрушением пены под действием высокой температуры. Пленкообразующая пена становится непрочной и разрушается уже при температуре 70-80⁰С. При этом количество пены, необходимое для пенной атаки, удваивается.

Серьезной проблемой при тушении крупных резервуаров с нефтепродуктами является наличие мощных конвективных потоков над поверхностью горящего продукта. Эти потоки способствуют подсасыванию окружающего воздуха со скоростью 90-120 км/ч, что ведет к интенсификации процессов горения и затрудняет борьбу с огнем.

1.5.2. Тушение пожара в горящем резервуаре передвижной техникой

Известно [103, 107, 111], что при тушении пожаров в резервуарах с нефтепродуктами обычно проходит 1-2 часа, прежде, чем удастся накопить силы и средства для проведения серьезной атаки. В 25% случаев достаточное количество сил и средств удастся собрать только через 12 часов. Такое промедление способствует образованию гомотермического слоя, возникает опасность вскипания нефтепродукта. Это подтверждается результатами анализа статистики пожаров в резервуарах с нефтепродуктами, которые показывают, что при тушении пеной средней кратности с использованием углеводородных пенообразователей, ни один пожар в резервуарах вместимостью 5000 м³ и более в СНГ за последние 25 лет в нормативное время с нормативной интенсивностью не был потушен [3]. Во всех случаях для тушения пожаров привлекалась передвижная пожарная техника. При этом интенсивность подачи огнетушащих средств на тушение превышала нормативную в 2,5-4 раза; для ликвидации пожара в среднем проводилось по 3 пенных атаки продолжительностью: первая – 21 мин; вторая - 50 мин; третья – 165 мин. На отдельных пожарах продолжительность пенной атаки составляла 5-7 часов. В данном случае очевидно несовершенство нормативных документов, регламентирующих требования к обеспечению противопожарной защиты резервуаров, а также то, что во всех случаях при тушении пожаров практически единственной мерой является оперативность действий пожарных подразделений по охлаждению горящего резервуара и подготовки пенной атаки.

1.6. Моделирование пожаров в резервуарных парках с нефтепродуктами

Моделирование локализации пожара в резервуаре с нефтепродуктом требует построения следующих моделей:

- теплового воздействия пожара на сухую стенку резервуара;

- взаимодействия струи воды из пожарного ствола со стенкой;
- охлаждающего действия воды, стекающей по стенке.

1.6.1. Тепловое воздействие пожара на сухую стенку резервуара

Как отмечалось выше, для горящего резервуара представляет опасность деформация сухой стенки, приводящая к образованию изолированных зон горения, подача огнетушащих средств в которые затруднена.

Существующие модели [2,4,12,35] теплового воздействия пожара на горящий резервуар основаны на уравнении теплового баланса (1) для сухих стенок, включающих теплообмен излучением и конвекцией. Сухая стенка резервуара участвует в теплообмене излучением с факелом пожара, соседними стенками, окружающей средой, поверхностью нефтепродукта и конвективном теплообмене с газовым пространством резервуара и окружающим воздухом (рис.1.4).

$$\rho_c \delta_c c_c \frac{dT}{dt} = q_{\phi} + q_{\text{н}} + q_{\text{г}} + q_c + q_o + q_{\text{в}} \quad (1.1)$$

где c_c , ρ_c – теплоемкость и плотность стали; δ_c – толщина стенки; q_{ϕ} – тепловой поток от факела; $q_{\text{н}}$ – тепловой поток от поверхности нефтепродукта; $q_{\text{г}}$ – тепловой поток из газового пространства резервуара; q_c – тепловой поток от соседних стенок резервуара; q_o – тепловой поток от стенки в окружающую среду; $q_{\text{в}}$ – тепловой поток от стенки в окружающий воздух.

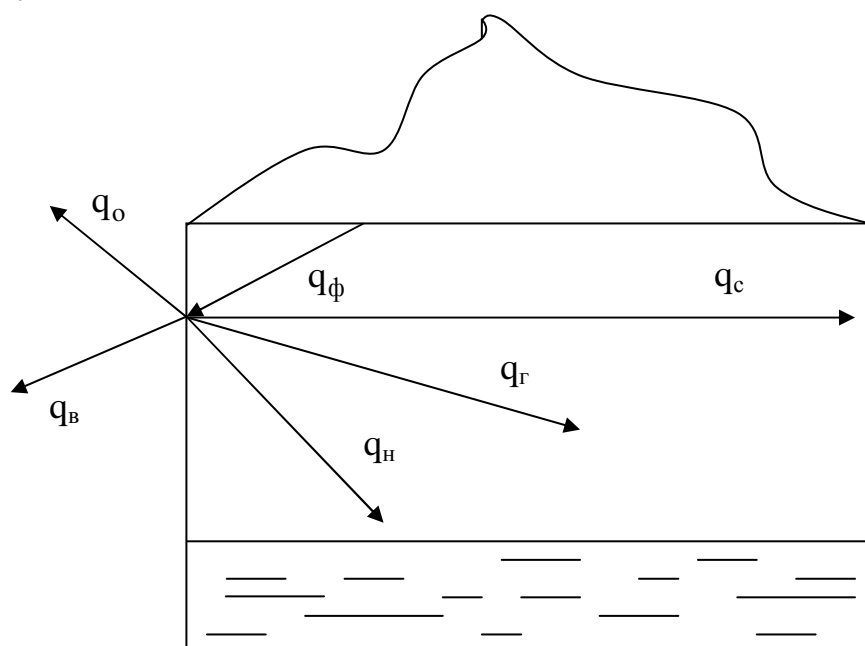


Рис. 1.4. Процессы, протекающие в горящем резервуаре

При этом предполагается равномерный нагрев сухой стенки по ее высоте. Однако, ввиду различного расстояния до области горения, тепловой поток от факела также будет различным. Математические модели представленные в работах [91, 92] посвящены горению нефтепродукта в обваловании после его выброса из резервуара, при этом горение внутри самого резервуара не рассматривается.

Основные недостатки существующих моделей пожара в резервуарном парке состоят в следующем:

- не учитывается неравномерность нагрева сухой стенки горящего резервуара, обусловленная различным расстоянием от области горения и ветровой нагрузкой;

- не учитывается передача тепла за счет теплопроводности сухой стенки горящего резервуара.

1.6.2. Охлаждение горящего резервуара струями воды

В настоящее время хорошо проработаны модели струйного охлаждения различных технологических аппаратов в промышленности [36, 37, 51]. Однако, в отличие от охлаждения пожарными стволами, в них имеет место подача воды ламинарными струями сверху под углом к охлаждаемой поверхности, обеспечивающая отсутствие отскока и равномерное покрытие всей охлаждаемой поверхности.

Существенной особенностью охлаждения резервуара пожарными стволами является отскок части воды после удара струи о стенку, вследствие чего отскакивающая часть не принимает участие в охлаждении. Экспериментальное исследование зависимости коэффициента использования воды от скорости струи при подаче воды пожарным стволом приведено в [25].

В работах [51, 86] предложена модель охлаждения, основанная на предположении о том, что, стекая, водная пленка имеет постоянную ширину, что позволяет использовать для оценки конвективной теплоотдачи эмпирические выражения, полученные в [86] для промышленных аппаратов. В то же время наблюдения за стекающей по стенке водной пленки показывают, что она имеет форму, близкую к параболе. Кроме того, построенная в [51, 86] модель не учитывает того факта, что струя воды перемещается по стенке резервуара в соответствии с боевой задачей, стоящей перед стволом, и, следовательно, область охлаждения также будет перемещаться.

РАЗДЕЛ 2

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ГОРЯЩЕМ РЕЗЕРВУАРЕ

Для резервуарных парков наиболее типичен очаг пожара в резервуаре с сорванной крышей и свободным горением над зеркалом жидкости. Такие пожары составляют около 40 % от общего количества пожаров, возникающих в резервуарных парках [9, 35, 56, 82, 90]. Основная опасность для горящего резервуара состоит в потере прочности стальной стенки в результате нагрева и ее деформации, приводящей к образованию «карманов» – изолированных зон горения, подача пены в которые затруднена.

В данном разделе строится математическая модель нагрева сухой стенки горящего резервуара под тепловым действием пожара.

2.1. Математическая модель нагрева сухой стенки горящего резервуара

При построении математической модели нагрева сухой стенки горящего резервуара будем исходить из следующих предположений.

1. Передача тепла от факела пламени горящего резервуара к его сухой стенке осуществляется излучением по закону Стефана-Больцмана.
2. Факел имеет форму конуса и одинаковую постоянную во времени температуру.
3. Нагреваемая сухая стенка горящего резервуара отдает тепло излучением в окружающую среду и внутрь резервуара. Поверхность нефтепродукта также получает и отдает тепло излучением.
4. Сухая стенка горящего резервуара участвует в конвективном теплообмене с паровоздушной смесью внутри газового пространства резервуара.
5. Сухая стенка горящего резервуара участвует в конвективном теплообмене с окружающим воздухом.
6. Температура стенки резервуара одинакова по ее толщине.
7. Температура поверхности нефтепродукта и паровоздушной смеси в газовом пространстве внутри горящего резервуара равна температуре кипения нефтепродукта.
8. Горение в газовом пространстве резервуара отсутствует. Горение происходит только над резервуаром, где выходящие пары нефтепродукта соприкасаются с кислородом воздуха.

Обоснуем сделанные предположения. Предположение (1) основывается на сравнениях плотности теплового потока за счет теплопроводности и плотности теплового потока, передаваемого излучением. Проведем приблизительные сравнения количества тепла, получаемого поверхностью нефтепродукта от факела, благодаря рассмотренным выше видам теплопередачи. Пусть расстояние от поверхности нефтепродукта до факела

$L = 5$ м, чернота факела $\epsilon_{\phi} = 0,85$, средняя температура факела $T_{\phi} = 1000$ К. Температуру поверхности нефтепродукта примем $T_{н} = 473$ К, а его черноту $\epsilon_{н} = 0,5$. Теплопроводность воздуха $\lambda = 0,03$ Вт/м·К. Тогда плотность теплового потока за счет теплопроводности составит

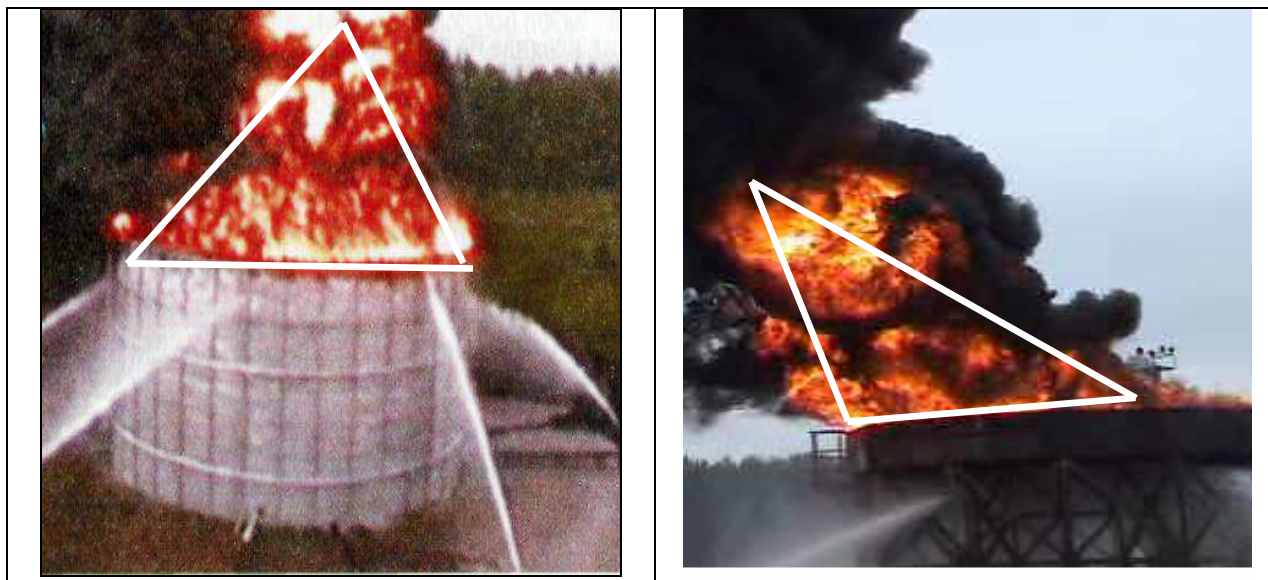
$$q_{\tau} = \frac{\lambda}{L}(T_{\phi} - T_{н}) \approx 3,16 \text{ (Вт/м}^2\text{)}.$$

Плотность потока тепла передаваемого излучением [78]:

$$q = \epsilon_{\phi}\epsilon_{н} \cdot c_0 \left[\left(\frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{н}}{100} \right)^4 \right] \psi \approx 6900 \text{ (Вт/м}^2\text{)}.$$

Таким образом, количество тепла, передаваемого излучением, на 3 порядка превосходит количество тепла, передаваемого теплопроводностью, что позволяет рассматривать передачу тепла от факела только излучением.

При моделировании факела его обычно представляют в форме конуса [7], цилиндра, эллипсоида [8]. Наблюдения за горением нефтепродуктов в резервуарах и их моделях показывают, что факел имеет форму, близкую к конусу (рис. 2.1). На этом и основывается предположение (2).



а)

б)

Рис. 2.1. Представление формы факела в виде конуса при горении нефтепродуктов: а) горение нефти, б) горение мазута

Предположения (3), (4) и (5) связаны с тем, что конструкция резервуара и нефтепродукт, который там находится, участвуют в теплообмене друг с другом, газовым пространством резервуара и окружающим воздухом. Конвективный поток практически отсутствует, так

как поток паров направлен вверх, т.е. от поверхности нефтепродукта к зоне горения.

При рассмотрении теплопроводности сухой стенки горящего резервуара пренебрегаем ее толщиной и рассматриваем передачу тепла только в плоскости стенки (предположение б), в связи с тем, что толщина стенки (около 5мм) на 3 порядка меньше высоты резервуара и его диаметра (табл. 1.1).

Предположения (7), (8) основываются на том, что горение нефтепродукта в резервуаре представляет собой горение струи пара в воздухе над резервуаром, поступление кислорода внутрь резервуара отсутствует и в самом резервуаре горение не происходит. Пламя над жидкостью является диффузионным пламенем [14]. При стационарном горении диффузионное пламя быстро возрастает, и температура зеркала жидкости достигнет значения температуры кипения [15,41].

Для определения температуры сухой стенки резервуара рассмотрим процессы, протекающие в горящем резервуаре. Определение температуры сухой стенки горящего резервуара необходимо для оценки теплового воздействия от горящего резервуара на окружающие объекты и личный состав.

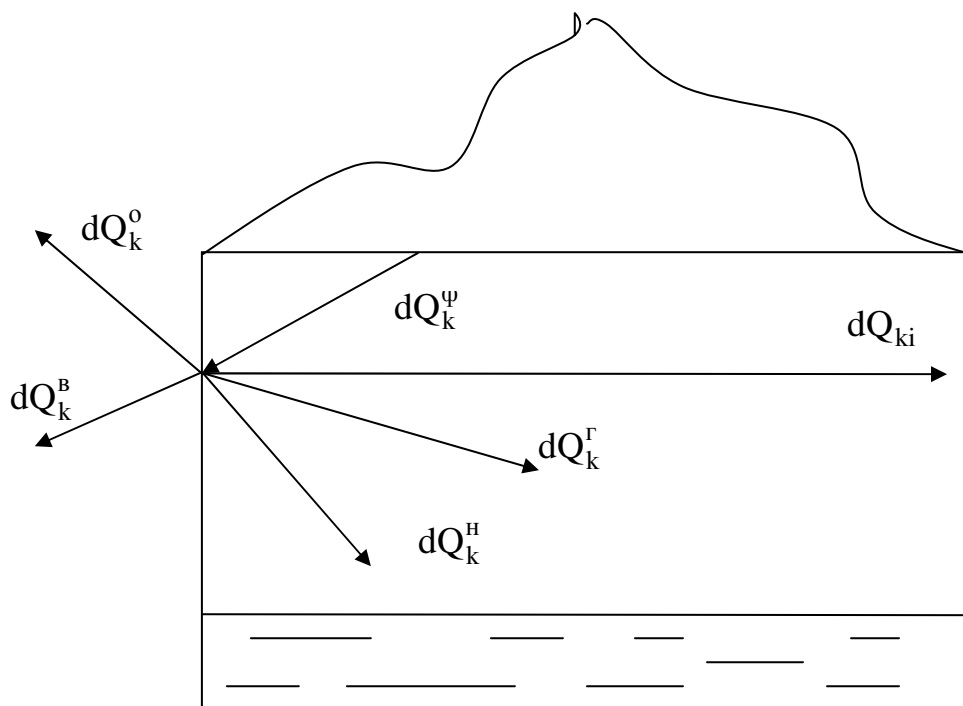


Рис. 2.2. Тепловые потоки на сухую стенку горящего резервуара

Сухая стенка горящего резервуара участвует в теплообмене излучением с факелом (dQ_k^ϕ), поверхностью нефтепродукта (dQ_k^H), окружающим воздухом (dQ_k^o), другими областями стенки горящего резервуара (dQ_{ki}) и конвекцией с окружающим воздухом (dQ_k^B) и газовым пространством резервуара (dQ_k^r) (рис. 2.2).

Чтобы учесть неравномерный нагрев сухой стенки горящего резервуара, условно разделим ее на n областей вертикальными секущими плоскостями, проходящими через ось резервуара так, чтобы они разбивали резервуар на равные сегменты [22]. Кроме того, разобьем каждую такую область горизонтальными секущими плоскостями на m частей с одинаковой высотой. Это дает $N = nm$ областей, на которые разделена поверхность сухой стенки горящего резервуара (рис. 2.3).

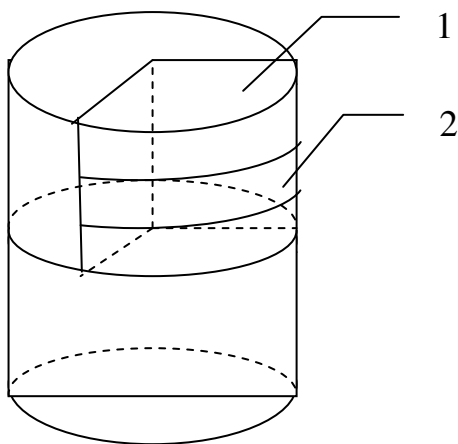


Рис. 2.3. Разбиение поверхности горящего резервуара на области:
1 – сегмент; 2 – область

Количество тепла, получаемое областью k за счет излучения, равно:

$$dQ_k^i = dQ_k^\phi + dQ_k^o + \sum_{i=1}^N dQ_{ki} + dQ_k^H, \quad (2.1)$$

где dQ_k^ϕ – количество тепла, приходящее от факела к области k ; dQ_k^o – количество тепла, излучаемое областью k в окружающую среду; dQ_{ki} – количество тепла, приходящее от области i , $i \neq k$; dQ_k^H – количество тепла, приходящее от нефтепродукта к области k .

В соответствии с законом Стефана-Больцмана, количество тепла, полученное сухой стенкой резервуара с температурой T_k от факела температуры T_ϕ за промежуток времени dt , равно:

$$dQ_k^\phi = c_0 \epsilon_\phi \epsilon_c \left(\left(\frac{T_\phi}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_k}{100} \right)^4 \right) H_k^\phi dt, \quad k=1,2,\dots,N, \quad (2.2)$$

где $\epsilon_\phi, \epsilon_c$ – степень черноты факела и сухой стенки резервуара соответственно; H_k^ϕ – площадь взаимного облучения между областью k и факелом.

Аналогично, количество тепла, приходящее от области i :

$$dQ_{ki} = c_0 \varepsilon_c^2 \left(\left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_k}{100} \right)^4 \right) H_{ki} dt, \quad k=1,2\dots N, \quad (2.3)$$

где H_{ki} – площадь взаимного облучения между областями i и k .

Количество тепла, отдаваемое в окружающую среду стальной стенкой резервуара, определяется по формуле:

$$dQ_k^o = c_0 \varepsilon_k \left(\left(\frac{T_o}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_k}{100} \right)^4 \right) S_k dt, \quad k=1,2\dots N, \quad (2.4)$$

где T_o – температура окружающей среды; S_k – площадь поверхности области k .

Поверхность нефтепродукта также участвует в теплообмене излучением с сухой стенкой резервуара, а количество тепла определяется по формуле:

$$dQ_k^H = c_0 \varepsilon_H \varepsilon_c \left(\left(\frac{T_{кип}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_k}{100} \right)^4 \right) H_k^H dt, \quad k=1,2\dots N, \quad (2.5)$$

где ε_H – степень черноты поверхности нефтепродукта; $T_{кип}$ – температура кипения нефтепродукта; H_k^H – площадь взаимного облучения между областью k и поверхностью нефтепродукта.

Объединяя (2.2)-(2.5), определим количество тепла, получаемое каждой из N областей сухой стенки горящего резервуара, излучением:

$$dQ_k^H = c_0 \varepsilon_c \left[\varepsilon_\phi H_k^\phi \left(\left(\frac{T_\phi}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_k}{100} \right)^4 \right) + \varepsilon_H H_k^H \left(\left(\frac{T_{кип}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_k}{100} \right)^4 \right) + \left(\left(\frac{T_o}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_k}{100} \right)^4 \right) S_k + \sum_{i=1}^N \varepsilon_i H_{ki} \left(\left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_k}{100} \right)^4 \right) \right] dt, \quad k=1,2\dots N. \quad (2.6)$$

Общее уравнение теплового баланса для сухой стенки, включающее теплообмен излучением и конвекцией [22], имеет вид:

$$c_c \rho_c \delta_c \frac{dT_k}{dt} = c_0 \varepsilon_c \left[\varepsilon_\phi \frac{H_k^\phi}{S_k} \left(\left(\frac{T_\phi}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_k}{100} \right)^4 \right) + \right.$$

$$\begin{aligned}
& + \varepsilon_{\text{H}} \frac{H_{\text{k}}^{\text{H}}}{S_{\text{k}}} \left(\left(\frac{T_{\text{кип}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{k}}}{100} \right)^4 \right) + \left(\left(\frac{T_{\text{o}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{k}}}{100} \right)^4 \right) + \\
& + \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \frac{H_{\text{ki}}}{S_{\text{k}}} \left[\left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{k}}}{100} \right)^4 \right] + \alpha_{\text{r}} (T_{\text{k}} - T_{\text{кип}}) + \alpha_{\text{в}} (T_{\text{k}} - T_0), \quad (2.7)
\end{aligned}$$

где c_{c} , ρ_{c} – теплоемкость и плотность стали; δ_{c} – толщина стенки.

2.2. Расчет площадей взаимного облучения

Для расчета количества тепла, передаваемого излучением, существенное значение имеет вычисление взаимных площадей облучения. По определению [45] площадь взаимного облучения равна:

$$H_{ij} = \iint_{S_i} \iint_{S_j} \frac{(\vec{r}, \vec{n}_i)(\vec{r}, \vec{n}_j)}{r^4} dS_i dS_j, \quad (2.8)$$

где интегралы берутся по поверхностям S_i и S_j , для которых определяется площадь взаимного облучения; \vec{n}_i , \vec{n}_j – нормальные вектора к этим поверхностям; \vec{r} – радиус-вектор между двумя точками поверхностей (рис. 2.4).

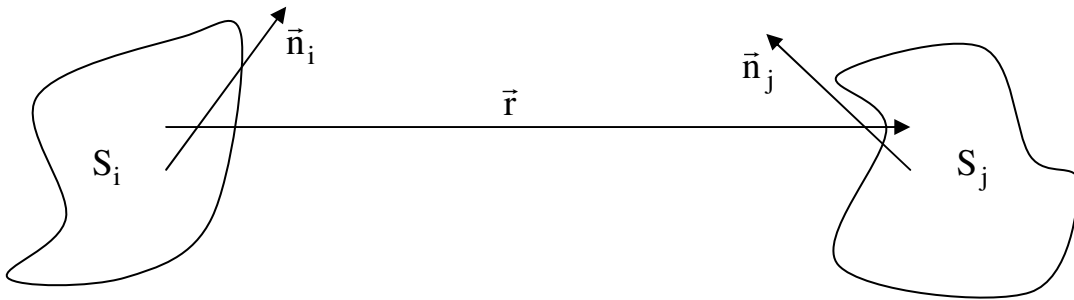


Рис. 2.4. Определение площади взаимного облучения между областями

Предположим, что поверхность S_i задана параметрически:

$$\begin{cases} x_i = x_i(u_i, v_i) \\ y_i = y_i(u_i, v_i) \\ z_i = z_i(u_i, v_i) \\ u_i^{(1)} \leq u_i \leq u_i^{(2)}, v_i^{(1)} \leq v_i \leq v_i^{(2)}. \end{cases} \quad (2.9)$$

Тогда единичный нормальный вектор \vec{n}_i к поверхности S_i в точке $(x_i, y_i, z_i) \in S_i$ будет равен [2]:

$$\vec{n}_i = \left(\frac{A_i}{\sqrt{A_i^2 + B_i^2 + C_i^2}}, \frac{B_i}{\sqrt{A_i^2 + B_i^2 + C_i^2}}, \frac{C_i}{\sqrt{A_i^2 + B_i^2 + C_i^2}} \right), \quad (2.10)$$

где $A_i = \frac{\partial y_i}{\partial u_i} \frac{\partial z_i}{\partial v_i} - \frac{\partial z_i}{\partial u_i} \frac{\partial y_i}{\partial v_i}$; $B_i = \frac{\partial z_i}{\partial u_i} \frac{\partial x_i}{\partial v_i} - \frac{\partial x_i}{\partial u_i} \frac{\partial z_i}{\partial v_i}$; $C_i = \frac{\partial x_i}{\partial u_i} \frac{\partial y_i}{\partial v_i} - \frac{\partial y_i}{\partial u_i} \frac{\partial x_i}{\partial v_i}$.

Элемент поверхности dS_i также может быть представлен в параметрической форме: $dS_i = \sqrt{A_i^2 + B_i^2 + C_i^2} du_i dv_i$. Вектор \vec{r} , соединяющий точки поверхностей S_i и S_j , примет вид $\vec{r} = (x_i - x_j, y_i - y_j, z_i - z_j)$. Следовательно, $(\vec{n}_i, \vec{r})dS_i = (A_i(x_j - x_i) + B_i(y_j - y_i) + C_i(z_j - z_i))du_i dv_i$.

В (2.9) показано, что площадь взаимного облучения между областями i и j , на которые разбита сухая стенка резервуара, может быть представлена в виде:

$$H_{12} = \frac{R^4 \Delta\varphi}{\pi} \int_0^{\Delta\varphi} (\Delta\varphi - t) dt \int_0^{\Delta h} (\Delta h - x) dx \left(\frac{[\cos(t + \varphi_1 - \varphi_2) - 1]^2}{[2R^2(1 - \cos(t + \varphi_1 - \varphi_2)) + (x + h_1 - h_2)^2]^2} + \right. \\ \left. + \frac{[\cos(t + \varphi_1 - \varphi_2) - 1]^2}{[2R^2(1 - \cos(t + \varphi_1 - \varphi_2)) + (x - h_1 + h_2)^2]^2} + \right. \\ \left. + \frac{[\cos(t + \varphi_1 - \varphi_2) - 1]^2}{[2R^2(1 - \cos(t - \varphi_1 + \varphi_2)) + (x - h_1 + h_2)^2]^2} + \right. \\ \left. + \frac{[\cos(t + \varphi_1 - \varphi_2) - 1]^2}{[2R^2(1 - \cos(t - \varphi_1 + \varphi_2)) + (x - h_1 + h_2)^2]^2} \right). \quad (2.11)$$

Обозначим $u(t + \varphi, x + h) = \frac{[\cos(t + \varphi) - 1]^2}{[2R^2(1 - \cos(t + \varphi)) + (x + h)^2]^2}$,

где $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$, $h = h_1 - h_2$. Тогда

$$H_{12} = \frac{R^4 \Delta\varphi}{\pi} \int_0^{\Delta\varphi} (\Delta\varphi - t) \int_0^{\Delta h} (\Delta h - x) dx \times \\ \times [u(t + \varphi, x + h) + u(t - \varphi, x - h) + u(t - \varphi, x + h) + u(t + \varphi, x - h)]. \quad (2.12)$$

Рассмотрим внутренний интеграл от каждого из слагаемых:

$$\int_0^{\Delta h} (\Delta h - x) u(t + \varphi, x + h) dx = \int_0^{\Delta h} (\Delta h - x) \frac{(1 - \cos(t + \varphi))^2}{[2R^2(1 - \cos(t + \varphi)) + (x + h)^2]^2} dx =$$

$$= \left. \left\{ \frac{\frac{1}{4}A(x\Delta h + xh + \Delta h \cdot h + 2AR^2 + h^2)}{R^2(2AR^2 + (x+h)^2)} + \frac{\sqrt{2A}}{8R^3} \operatorname{arctg} \frac{x+h}{R\sqrt{2A}} (\Delta h + h) \right\} \right|_0^h,$$

где $A = 1 - \cos(t + \varphi)$. Подставляя пределы интегрирования, получим:

$$\begin{aligned} & \frac{A(2AR^2 + (h + \Delta h)^2)}{4R^2(2AR^2 + (h + \Delta h)^2)} + \frac{\sqrt{2A}}{8R^3} \operatorname{arctg} \frac{\Delta h + h}{R\sqrt{2A}} (\Delta h + h) - \\ & - \frac{A(\Delta h \cdot h + 2AR^2 + h^2)}{4R^2(2AR^2 + h^2)} - \frac{\sqrt{2A}}{8R^3} \operatorname{arctg} \frac{h}{R\sqrt{2A}} (\Delta h + h) = \\ & = \frac{A}{4R^2} + \frac{\sqrt{2A}}{8R^3} \operatorname{arctg} \frac{\Delta h + h}{R\sqrt{2A}} (\Delta h + h) - \\ & - \frac{A \cdot \Delta h \cdot h}{4R^2(2AR^2 + h^2)} - \frac{A}{4R^2} - \frac{\sqrt{2A}}{8R^3} \operatorname{arctg} \frac{h}{R\sqrt{2A}} (\Delta h + h) = \\ & = \frac{\sqrt{2A}}{8R^3} (\Delta h + h) \left(\operatorname{arctg} \frac{\Delta h + h}{R\sqrt{2A}} - \operatorname{arctg} \frac{h}{R\sqrt{2A}} \right) - \frac{A \cdot h \cdot \Delta h}{4R^2(2AR^2 + h^2)}. \quad (2.13) \end{aligned}$$

Интегрирование функций $u(t + \varphi, x + h)$ и $u(t + \varphi, x - h)$ будет давать последнее слагаемое в (2.13) с противоположными знаками, что приведет к их взаимному сокращению:

$$\begin{aligned} & \int_0^{\Delta h} (\Delta h - x) [u(t + \varphi, x + h) + u(t + \varphi, x - h)] dx = \\ & = \frac{\sqrt{2A}}{8R^3} (\Delta h + h) \left(\operatorname{arctg} \frac{\Delta h + h}{R\sqrt{2A}} - \operatorname{arctg} \frac{h}{R\sqrt{2A}} \right) + \\ & + \frac{\sqrt{2A}}{8R^3} (-h + \Delta h) \left(\operatorname{arctg} \frac{-h + \Delta h}{R\sqrt{2A}} + \operatorname{arctg} \frac{h}{R\sqrt{2A}} \right) = \\ & = \frac{\sqrt{2A}}{8R^3} (\Delta h + h) \left(\operatorname{arctg} \frac{\Delta h + h}{R\sqrt{2A}} - \operatorname{arctg} \frac{h}{R\sqrt{2A}} \right) + \\ & + \frac{\sqrt{2A}}{8R^3} (h - \Delta h) \left(\operatorname{arctg} \frac{h - \Delta h}{R\sqrt{2A}} - \operatorname{arctg} \frac{h}{R\sqrt{2A}} \right). \quad (2.14) \end{aligned}$$

Тогда площадь взаимного облучения может быть найдена по формуле:

$$H_{12} = \frac{R}{8\pi} \int_0^{\Delta\varphi} (\Delta\varphi - t) dt \times [z(\varphi, \Delta h) + z(\varphi, -\Delta h) + z(-\varphi, \Delta h) + z(-\varphi, -\Delta h)], \quad (2.15)$$

где $z(\varphi, \Delta h) = \sqrt{2A}(h + \Delta h) \left(\operatorname{arctg} \frac{h + \Delta h}{R\sqrt{2A}} - \operatorname{arctg} \frac{h}{R\sqrt{2A}} \right);$
 $A(t) = 1 - \cos(t + \varphi).$

Определим площадь взаимного облучения между внешней поверхностью областью горящего резервуара и наклоненным факелом. Наклоненный факел имеет место при наклоне факела ветром. Например, при скорости ветра 2 м/с факел отклоняется от вертикали на 45° , а уже при скоростях ветра 6-8 м/с это отклонение достигает 75° [35, 54], в результате чего наклоненный факел оказывает тепловое воздействие на внешнюю поверхность сухой стенки горящего резервуара (рис. 2.5). В этом случае факел имеет форму наклоненного конуса.

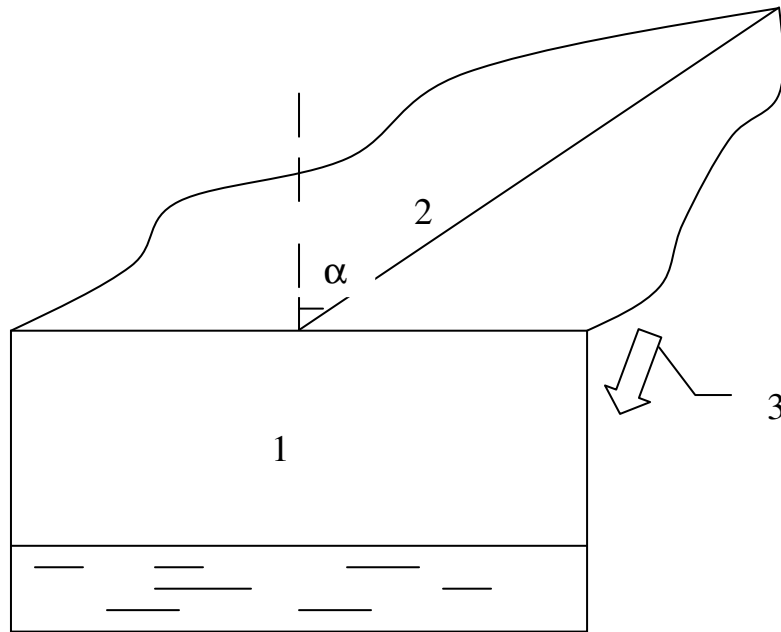


Рис. 2.5. Влияние наклоненного факела пожара под действием ветра на сухую стенку горящего резервуара: 1 – горящий резервуар; 2 – наклоненный факел; 3 – тепловой поток от факела к сухой стенке горящего резервуара

Поверхность наклоненного конуса может быть представлена в параметрической форме [4]:

$$\begin{cases} x = \frac{R}{h}(h - u)\cos v + u \sin \alpha \cos \gamma \\ y = \frac{R}{h}(h - u)\sin v + u \sin \alpha \sin \gamma, \\ z = u \cos \alpha + H \\ 0 \leq u \leq h, 0 \leq v \leq 2\pi \end{cases}$$

$$\begin{cases} A_2 = \frac{R}{h}(h - u_2)\cos v_2 \cdot \cos \alpha, \\ B_2 = \frac{R}{h}(h - u_2)\sin v_2 \cdot \cos \alpha, \\ C_2 = \frac{R}{h}(h - u_2)\left[\frac{R}{h} - \sin \alpha \cos(\gamma - v_2)\right], \end{cases} \quad (2.16)$$

где h – длина пламени; H – высота сухой стенки резервуара, α – угол отклонения оси факела от вертикали, вектор $\cos \gamma \sin \gamma$ задает направление ветра.

Площадь взаимного облучения между наклоненным факелом и сухой стенкой горящего резервуара равна:

$$H_{12} = \frac{1}{\pi} \int_0^h du_2 \int_0^{2\pi} dv_2 \int_{\varphi_1}^{\varphi_1 + \Delta\varphi} dv_1 \int_{h_1}^{h_1 + \Delta h} du_1 \frac{R \cos v_1 (x_2 - R \cos v_1) + R \sin v_1 (y_2 - R \sin v_1)}{\left[(R \cos v_1 - x_2)^2 + (R \sin v_1 - y_2)^2 + (u_1 - z_2)^2 \right]^{3/2}} \times \\ \times [A_2 (R \cos v_1 - x_2) + B_2 (R \sin v_1 - y_2) + C_2 (u_1 - z_2)], \quad (2.17)$$

причем интеграл берется только по тем значениям u_1 и v_1 , при которых оба множителя в числителе положительны.

Подстановка значений (2.15) в формулу (2.16) дает следующее соотношение для первого множителя в числителе (2.16):

$$\begin{aligned} & [R \cos v_1 (x_2 - R \cos v_1) + R \sin v_1 (y_2 - R \sin v_1)] = \\ & = R \left(\frac{R}{h} (h - u_2) \cos(v_1 - v_2) + u_2 \sin \alpha \cos(v_1 - \gamma) - R \right). \end{aligned} \quad (2.18)$$

Для второго множителя в числителе (2.16):

$$\begin{aligned} & A_2 (R \cos v_1 - x_2) + B_2 (R \sin v_1 - y_2) + C_2 (u_1 - z_2) = \\ & = \frac{R}{h} (h - u_2) [R \cos \alpha \cos(v_1 - v_2) - R \cos \alpha + \\ & + \frac{R}{h} (u_1 - H - \sin \alpha \cos(v_2 - \gamma)(u_1 - H))]. \end{aligned} \quad (2.19)$$

Для знаменателя (2.16):

$$\begin{aligned} & (R \cos v_1 - x_2)^2 + (R \sin v_1 - y_2)^2 + (u_1 - z_2)^2 = \\ & = \left(R \cos v_1 - \frac{R}{h} (h - u_2) \cos v_2 - u_2 \sin \alpha \cos \gamma \right)^2 + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \left(R \sin v_1 - \frac{R}{h}(h - u_2) \sin v_2 - u_2 \sin \alpha \sin \gamma \right)^2 + (u_1 - u_2 \cos \alpha - H)^2 = \\
& = R^2 + \frac{R^2}{h^2}(h - u_2)^2 + u_2^2 \sin^2 \alpha - 2 \frac{R^2}{h}(h - u_2) \cos(v_1 - v_2) - \\
& - 2 R u_2 \sin \alpha \cos(v_1 - \gamma) + 2 \frac{R}{h}(h - u_2) \cdot u_2 \sin \alpha \cos(v_2 - \gamma) + \\
& + (u_1 - u_2 \cos \alpha - H)^2. \tag{2.20}
\end{aligned}$$

Определим условия, при которых два множителя в числителе интеграла (2.16) будут положительными (т.е. радиус-вектор будет образовывать острый угол с нормальными векторами к поверхностям резервуара и пламени).

$$\frac{R}{h}(h - u_2) \cos(v_1 - v_2) + u_2 \sin \alpha \cos(v_1 - \gamma) - R > 0, \tag{2.21}$$

$$R \cos \alpha \cos(v_1 - v_2) - R \cos \alpha + \left(\frac{R}{h} - \sin \alpha \cos(v_2 - \gamma) \right) (u_1 - H) > 0. \tag{2.22}$$

Проведя преобразования в неравенстве (2.21), получим:

$$(u_1 - H) \left(\frac{R}{h} - \sin \alpha \cos(v_2 - \gamma) \right) > R \cos \alpha (1 - \cos(v_1 - v_2)). \tag{2.23}$$

Решая неравенство (2.20) относительно v_2 , получим:

$$\begin{aligned}
& - \arccos \frac{R - u_2 \sin \alpha \cos(v_1 - \gamma)}{\frac{R}{h}(h - u_2)} + v_1 \leq v_2 \leq \\
& \leq \arccos \frac{R - u_2 \sin \alpha \cos(v_1 - \gamma)}{\frac{R}{h}(h - u_2)} + v_1. \tag{2.24}
\end{aligned}$$

Решив неравенство (2.21) относительно v_2 , получим:

$$- \arccos \frac{R}{h \sin \alpha} + \gamma \leq v_2 \leq \arccos \frac{R}{h \sin \alpha} + \gamma. \tag{2.25}$$

Поскольку $(u_1 - h) \leq 0$ и $(1 - \cos(v_1 - v_2)) \geq 0$, $\cos \alpha > 0$, то для выполнения данного неравенства необходимо, чтобы $\sin \alpha \cos(v_2 - \gamma) > \frac{R}{h}$.

Таким образом,

$$H_{12} = \frac{1}{\pi} \frac{R^2}{h} \int_0^h du_2 (h - u_2) \int_{\varphi_1}^{\varphi_1 + \Delta\varphi} dv_1 \int_{t_1}^{t_2} dv_2 \cdot M_1(u_2, v_1, v_2) \times \\ \times \int_{h_1}^{h_1 + \Delta h} du_1 \cdot M_2(u_2, v_1, v_2) / M_3 \quad (2.26)$$

где t_1, t_2 выберем из условий (2.24) и (2.25),

$$M_1 = \frac{R}{h} (h - u_2) \cos(v_1 - v_2) + u_2 \sin \alpha \cos(v_1 - \gamma) - R, \\ M_2 = R \cos \alpha \cos(v_1 - v_2) - R \cos \alpha + \frac{R}{h} (u_1 - H - \sin \alpha \cos(v_2 - \gamma)(u_1 - H)), \\ M_3 = R^2 + \frac{R^2}{h^2} (h - u_2)^2 + u_2^2 \sin^2 \alpha - 2 \frac{R^2}{h} (h - u_2) \cos(v_1 - v_2) - \\ - 2Ru_2 \sin \alpha \cos(v_1 - \gamma) + 2 \frac{R}{h} (h - u_2) \cdot u_2 \sin \alpha \cos(v_2 - \gamma) + \\ + (u_1 - u_2 \cos \alpha - H)^2,$$

Для нахождения площади взаимного облучения между областью на боковой поверхности резервуара и поверхностью нефтепродукта запишем их уравнения в параметрическом виде [7]:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_1 = R \cos v_1 \\ y_1 = R \sin v_1 \\ z_1 = u_1 \\ h_1 \leq u_1 \leq h_1 + \Delta h \\ \varphi_1 \leq v_1 \leq \varphi_1 + \Delta\varphi \end{array} \right. , \left\{ \begin{array}{l} A_1 = R \cos v_1 \\ B_1 = R \sin v_1 \\ C_1 = 0 \end{array} \right. , \left\{ \begin{array}{l} x_2 = u_2 \cos v_2 \\ y_2 = u_2 \sin v_2 \\ z_2 = 0 \\ r \leq u_2 \leq r + \Delta r \\ 0 \leq v_2 \leq 2\pi \end{array} \right. , \left\{ \begin{array}{l} A_2 = 0 \\ B_2 = 0 \\ C_2 = u_2 \end{array} \right. . \quad (2.27)$$

Тогда площадь их взаимного облучения равна [22]:

$$H_{12} = \frac{R}{\pi} \int_{h_1}^{h_1 + \Delta h} du_1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_1 + \Delta\varphi} dv_1 \int_r^{r + \Delta r} du_2 \int_0^{2\pi} dv_2 \times \\ \times \frac{[R - u_2 \cos(v_1 + v_2)]u_1 u_2}{[u_1^2 + u_2^2 + R^2 - 2Ru_2 \cos(v_1 + v_2)]^2}. \quad (2.28)$$

Поскольку интегрирование по переменной v_2 проводится по всему периметру от 0 до 2π , то $\cos(v_1 + v_2)$ можно заменить на $\cos v_2$. Тогда:

$$H_{12} = \frac{\Delta\phi R}{\pi} \int_{h_1}^{h_1+\Delta h} du_1 \int_0^R du_2 \int_0^{2\pi} dv \frac{(R - u_2 \cos v) u_1 u_2}{[u_1^2 + u_2^2 + R^2 - 2R u_2 \cos v]^2}. \quad (2.29)$$

Проинтегрируем по переменной u_1 :

$$\begin{aligned} H_{12} &= \frac{\Delta\phi R}{2\pi} \int_{h_1}^{h_1+\Delta h} d(u_1^2) \int_0^R du_2 \int_0^{2\pi} dv \frac{(R - u_2 \cos v) u_2}{[u_1^2 + u_2^2 + R^2 - 2R u_2 \cos v]^2} = \\ &= \frac{\Delta\phi R}{2\pi} \int_0^R du_2 \int_0^{2\pi} dv = \frac{(R - u_2 \cos v) u_2}{u_1^2 + u_2^2 + R^2 - 2R u_2 \cos v} \Big|_{h_1+\Delta h}^{h_1}. \end{aligned} \quad (2.30)$$

Проинтегрируем выражение (2.30) сначала по v , а потом по u_2 :

$$\begin{aligned} H_{12} &= \frac{\Delta\phi}{4} \left(u_1 - \sqrt{u_1^2 + 4R^2} \right) u_1 \Big|_{h_1+\Delta h}^{h_1} = \\ &= \frac{\Delta\phi}{4} (h_1 + \Delta h) \left(\sqrt{(h_1 + \Delta h)^2 + 4R^2} - h_1 - \Delta h \right) - \frac{\Delta\phi}{4} h_1 \left(\sqrt{h_1^2 + 4R^2} - h_1 \right). \end{aligned} \quad (2.31)$$

Аналогично может быть найдена площадь взаимного облучения между областью сухой стенки и факелом. Для этого в формуле (2.31) достаточно заменить h_1 на $H - h_1 - \Delta h$:

$$\begin{aligned} H_{12} &= \frac{\Delta\phi}{4} (H - h_1) \left(\sqrt{(H - h_1)^2 + 4R^2} - H + h_1 \right) - \frac{\Delta\phi}{4} (H - h_1 - \Delta h) \left(\sqrt{(H - h_1 - \Delta h)^2 + 4R^2} - (H - h_1 - \Delta h) \right). \end{aligned} \quad (2.32)$$

2.3. Оценка коэффициента конвективной теплоотдачи при свободной конвекции

Количество тепла, отдаваемое областью k за счет конвективного теплообмена [63], в газовое пространство резервуара, имеющее температуру $T_{\text{кип}}$, определяется по формуле:

$$dQ_k^r = \alpha_r (T_k - T_{\text{кип}}) S_k dt, k = 1, 2, \dots, N, \quad (2.33)$$

где α_r – коэффициент конвективной теплоотдачи во внутреннее газовое пространство резервуара. Кроме того, каждая область сухой стенки горящего резервуара участвует в конвективном теплообмене с окружающим воздухом:

$$dQ_k^B = \alpha_B (T_k - T_0) S_k dt, k = 1, 2 \dots N, \quad (2.34)$$

где α_B – коэффициент конвективной теплоотдачи в окружающий воздух.

Оценим коэффициент конвективной теплоотдачи α . Этот коэффициент не является физической характеристикой тела, а является функцией, зависящей от большого числа различных факторов: формы и размеров тела, температуры, давления и скорости движения среды, физических свойств среды и др. [61].

Рассмотрим теплообмен сухой стенки резервуара при свободной конвекции (рис. 2.6). Этот процесс имеет место для окружающего воздуха в отсутствие ветра и для паровоздушной смеси в газовом пространстве резервуара.

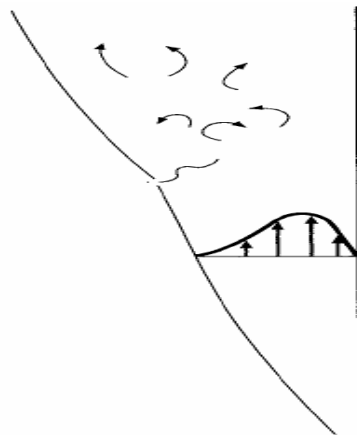


Рис. 2.6. Движение воздуха вдоль нагретой вертикальной стенки при свободной конвекции

При свободной конвекции движение возникает под действием разности плотностей неравномерно нагретого воздуха (рис.2.6). Поскольку воздух находится в поле силы тяжести, то перепад плотностей вызывает появление подъемных сил, приводящих среду (воздух снаружи резервуара или паровоздушную смесь внутри резервуара) в движение (гравитационная свободная конвекция).

При свободной конвекции в большом объеме движение среды обладает свойствами пограничного слоя, когда скорость и температура меняются в тонком слое около нагретой поверхности. В данном случае это сухая стенка горящего резервуара, которую можно рассматривать как вертикальную пластину [98].

Определим коэффициент теплоотдачи для свободной конвекции по формуле:

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{L}, \quad (2.35)$$

где Nu – число Нуссельта, λ – теплопроводность воздуха, L – высота сухой стенки резервуара.

При свободной конвекции теплопроводность воздуха определяется по формуле, где в качестве определяющей берется средняя температура между температурой среды и поверхности:

$$\lambda_m = \lambda_0 \left(\frac{T + T_B}{2T_0} \right)^n, \quad (2.36)$$

где $T_0=273,15\text{K}$, $\lambda_0 = 2,44 \cdot 10^{-2} \text{Вт/м} \cdot \text{К}$, $n=0,82$, T – температура стенки резервуара, T_B – температура воздуха.

Число Нуссельта определяется по формуле [98]:

$$Nu = \left[0,68 + \frac{0,387(Gr Pr)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 = \left[0,68 + \frac{0,387 \left(\frac{(T - T_B)L^3 g Pr}{(T + T_B)v^2} \right)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2, \quad (2.37)$$

где Pr – число Прандтля, Gr – число Грасгофа, v – коэффициент кинематической вязкости воздуха, T_B – температура воздуха, g – ускорение свободного падения.

Число Грасгофа равно:

$$Gr = \frac{\beta \Delta T L^3 g}{v^2}, \quad (2.38)$$

где β – коэффициент объемного расширения.

На рис. 2.7 показана зависимость кинематической вязкости воздуха от температуры и ее аппроксимация.

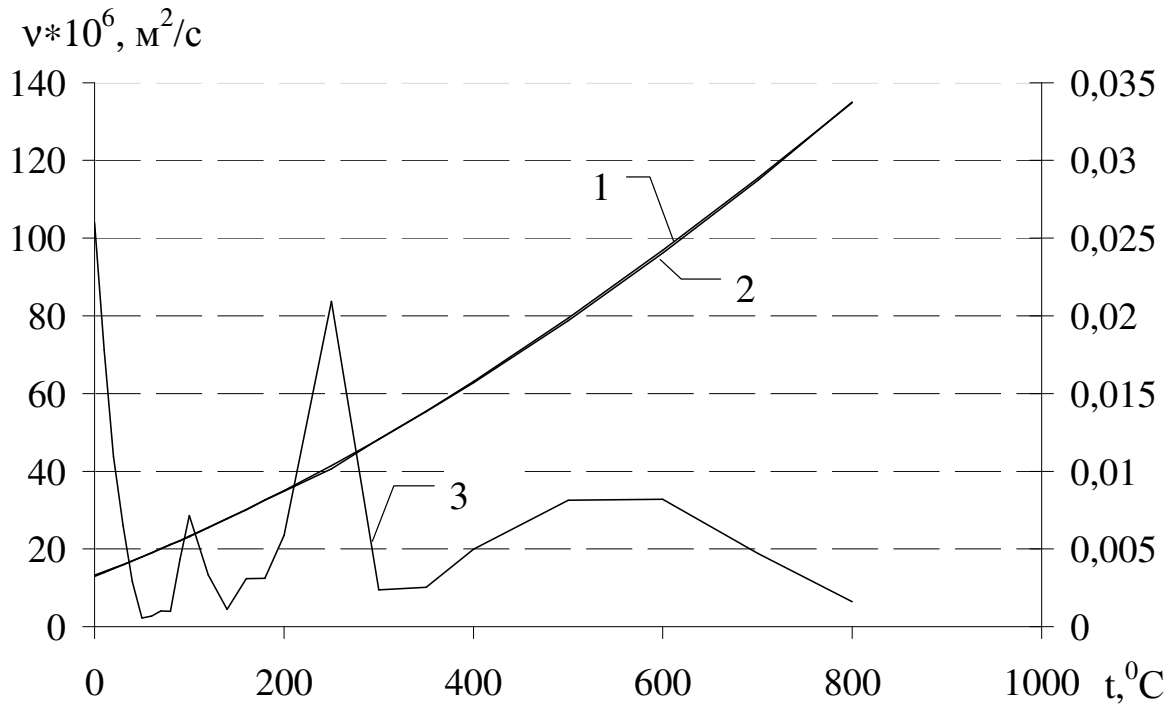


Рис. 2.7. Зависимость ν коэффициента кинематической вязкости воздуха ν от температуры t : 1 – по формуле (2.36); 2 – аппроксимация многочленом 2-ой степени; 3 – относительное различие δ (по правой оси)

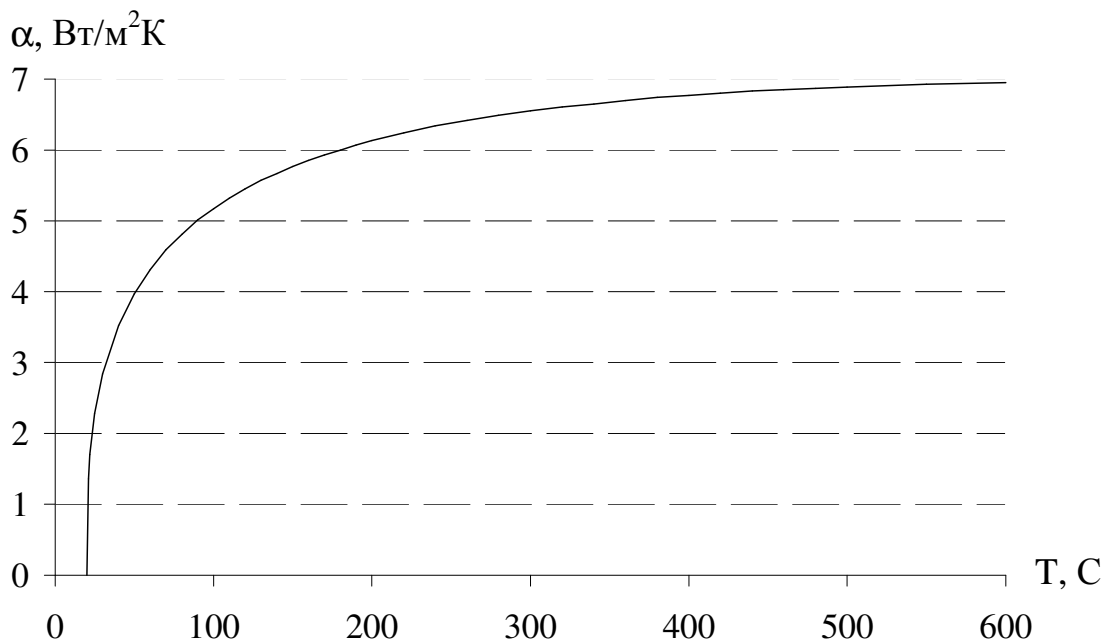


Рис. 2.8. Зависимость коэффициента теплоотдачи α от температуры сухой стенки горящего резервуара

Зависимость кинематической вязкости воздуха от температуры воздуха может быть аппроксимирована выражением $y = 7 \cdot 10^{-5} + 0,0966x + 12,935$. Погрешность такой аппроксимации не превосходит 2,5 % (рис. 2.7).

Тепловое число Прандтля для газов практически не зависит от температуры, давления и определяется только атомностью газов. Для воздуха как двухатомного газа число Прандтля будет равно 0,7. С учетом того, что для воздуха число Прандтля практически не зависит от температуры, зависимость для коэффициента конвективного теплообмена примет вид [21]:

$$\alpha = \left[\frac{0,68}{\sqrt{L}} + 0,501 \left(\frac{(T - T_B)}{(T + T_B) \nu^2} \right)^{1/6} \right]^2 \lambda. \quad (2.39)$$

Коэффициент α растет как кубический корень из температуры стенки резервуара (рис.2.8).

2.4. Оценка коэффициента конвективной теплоотдачи при вынужденной конвекции

Рассмотрим теперь теплообмен сухой стенки горящего резервуара при вынужденной конвекции.

Вынужденная конвекция происходит под действием внешних сил. В рассматриваемом случае это обтекание резервуара окружающим воздухом под действием ветра (рис.2.9).

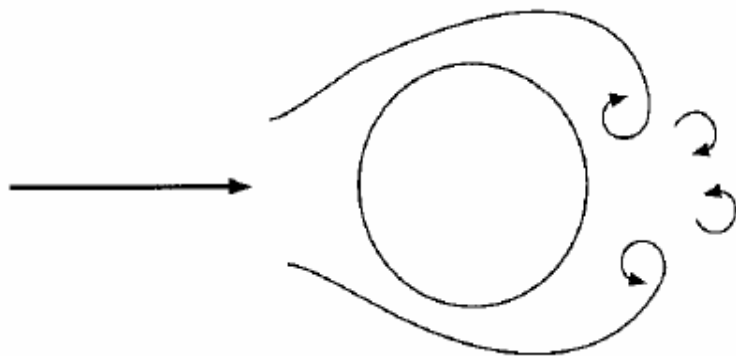


Рис. 2.9. Обтекание резервуара воздушным потоком (вынужденная конвекция)

Средний по окружности коэффициент теплоотдачи для разных точек цилиндра будет разным, и будет зависеть от характера обтекания цилиндра воздушным потоком (рис. 2.10) [63].

Локальное значение конвективной теплоотдачи может быть найдено исходя из среднего значения (2.42) и отношения локального коэффициента к среднему (рис. 2.10).

Коэффициент теплоотдачи определяется по формуле:

$$\bar{\alpha} = \frac{Nu\lambda}{D}, \quad (2.40)$$

где D – диаметр резервуара.

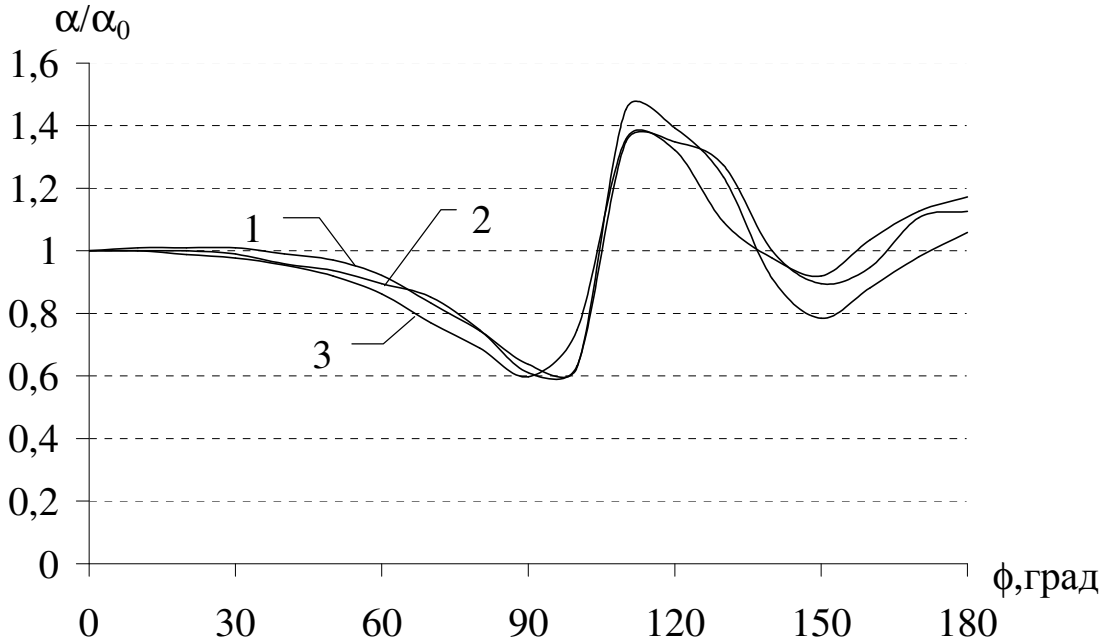


Рис. 2.10. Изменение относительного коэффициента теплоотдачи по окружности цилиндра для различных чисел Рейнольдса: 1 – $Re = 219000$; 2 – $Re = 186000$; 3 – $Re = 170000$

Среднее по окружности число Нуссельта определяется по формуле [98]:

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62 \left(\frac{wD}{\nu} \right)^{0,5} Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{wD}{282 \cdot 10^3 \nu} \right)^{5/8} \right]^{4/5}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr} \right)^{2/3} \right]^{1/4}}, \quad (2.41)$$

где $\frac{wD}{\nu} = Re$ – число Рейнольдса, w – скорость ветра.

Подставив $Pr = 0,7$, получим:

$$\bar{\alpha} = \left[\frac{0,3}{D} + 0,483 \left(\frac{w}{\nu} \right)^{1/2} \left[\frac{1}{D^{5/8}} + 3,92 \cdot 10^{-4} \left(\frac{w}{\nu} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \right] \lambda. \quad (2.42)$$

В отличие от свободной конвекции (2.35) теплопроводность воздуха при вынужденной конвекции определяется только его температурой:

$$\lambda = \lambda_0 \left(\frac{T_B}{T_0} \right)^n. \quad (2.43)$$

На рис. 2.11 приведен график зависимости коэффициента конвективной теплоотдачи от скорости ветра для резервуара РВС-10000 ($D=28,5$ м) при температуре окружающего воздуха $T_B = 20^\circ\text{C}$.

Таким образом, коэффициент конвективной теплоотдачи пропорционален скорости ветра.

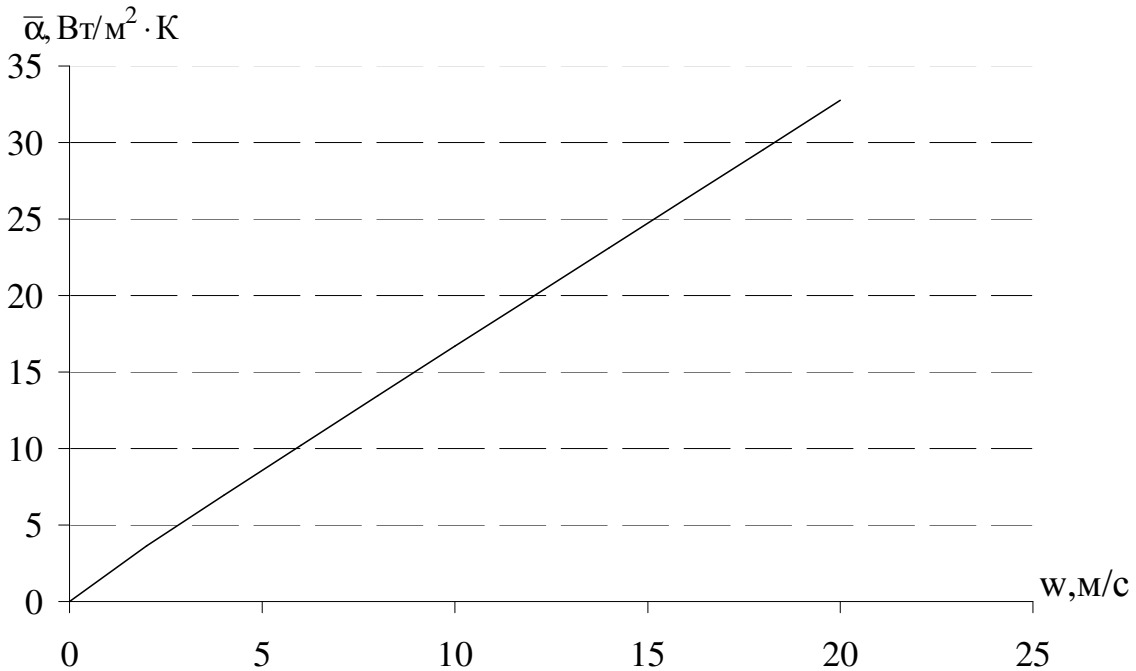


Рис. 2.11. Зависимость коэффициента конвективной теплоотдачи α от скорости ветра

Исходя из приведенных выше графиков, для скоростей ветра 3 м/с и больше, вынужденная конвекция превосходит свободную, поэтому при скоростях ветра до 3 м/с при расчетах коэффициента конвективной теплоотдачи α конвекцию необходимо рассматривать как свободную, а при больших скоростях – как вынужденную [21].

2.5. Оценка тепловых потоков в сухой стенке горящего резервуара

Рассмотрим распространение тепла за счет теплопроводности по сухой стенке горящего резервуара, возникающее вследствие ее неравномерного нагрева. Для этого представим разбитую стенку горящего резервуара на области в развернутом виде (рис 2.12).

Согласно рис. 2.12 область T_k получает тепло за счет теплопроводности от соседних областей, количество тепла определяется по формуле:

$$dQ_k^T = \lambda \left(\frac{T_{k_1} - T_k}{\ell_k} h_k \delta + \frac{T_{k_3} - T_k}{\ell_k} h_k \delta + \frac{T_{k_2} - T_k}{h_k} \ell_k \delta + \frac{T_{k_4} - T_k}{h_k} \ell_k \delta \right) =$$

$$= \lambda \delta \left((T_{k_1} + T_{k_3} - 2T_k) \frac{h_k}{\ell_k} + (T_{k_2} + T_{k_4} - 2T_k) \frac{\ell_k}{h_k} \right), \quad (2.45)$$

где T_k, T_{k_i} – температуры областей сухой стенки горящего резервуара; $\delta = 5$ мм – толщина стенки резервуара; h_k – высота области сухой стенки горящего резервуара; ℓ_k – длина области k ; k_1, k_2, k_3, k_4 – индексы соседних областей с областью k (рис. 2.12).

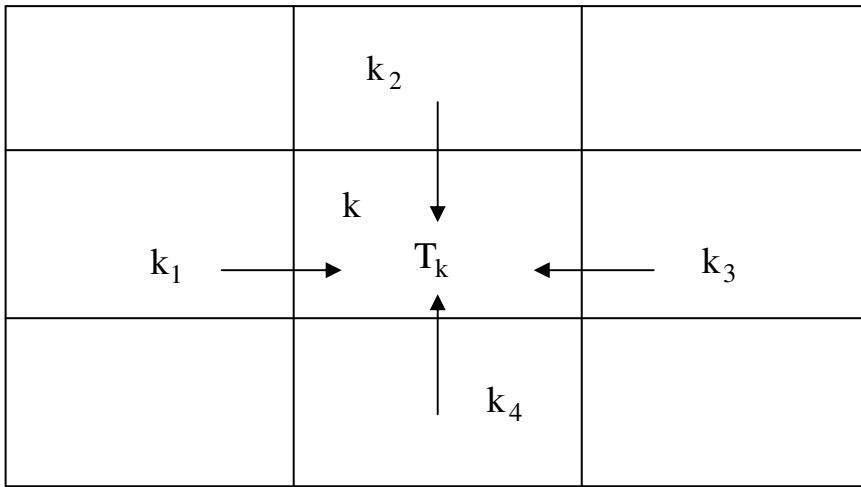


Рис. 2.12. Разбиение сухой стенки горящего резервуара на области в развернутом виде

Запишем общее уравнение теплового баланса для сухой стенки горящего резервуара с учетом теплопроводности сухой стенки:

$$c_c \rho_c \delta_c \frac{dT_k}{dt} = c_0 \varepsilon_c \left[\varepsilon_\phi \frac{H_k^\phi}{S_k} \left(\left(\frac{T_\phi}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_k}{100} \right)^4 \right) + \right.$$

$$+ \varepsilon_H \frac{H_k^H}{S_k} \left(\left(\frac{T_{\text{кип}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_k}{100} \right)^4 \right) + \left. \left(\left(\frac{T_o}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_k}{100} \right)^4 \right) + \right.$$

$$+ \left. \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \frac{H_{ki}}{S_k} \left(\left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_k}{100} \right)^4 \right) \right] + \alpha_r (T_k - T_{\text{кип}}) +$$

$$\alpha_b (T_k - T_0) + \lambda \delta \left((T_{k_1} + T_{k_3} - 2T_k) \frac{h_k}{\ell_k} + (T_{k_2} + T_{k_4} - 2T_k) \frac{\ell_k}{h_k} \right). \quad (2.46)$$

Таким образом, построенная модель учитывает теплопередачу излучением, конвективный теплообмен и теплопроводность сухой стенки.

2.6. Определение температуры сухой стенки горящего резервуара

Рассмотрим основные параметры, входящие в модель (2.46). Это количество полос и сегментов, на которые разбивается сухая стенка горящего резервуара. Влияет высота самой сухой стенки, диаметр горящего резервуара и вид нефтепродукта, который горит.

При горении нефтепродуктов сухая стенка горящего резервуара нагревается до $800 - 870\text{ }^{\circ}\text{C}$ [23]. Температура приводит к частичной деформации стенок резервуара (рис. 2.13). Стали, которые применяются для строительства резервуаров при данной температуре сохраняют свои свойства в твердом состоянии [55].



Рис. 2.13. Деформация резервуара в результате пожара сырой нефти

Оценим зависимость температуры сухой стенки горящего резервуара в зависимости от количества полос, на которые она разбита (рис. 2.14), а также рассмотрим на рисунке 2.15 ее зависимость от высоты над уровнем нефтепродукта в разные моменты времени и определим относительное различие δ .

Рисунок 2.16 показывает зависимость температуры сухой стенки горящего резервуара от времени при различных высотах над уровнем нефтепродукта. Этот результат согласуется с результатами экспериментальных исследований [35], где исследовалась динамика изменения температуры сухой стенки горящего резервуара при горении различных нефтепродуктов.

Определим необходимую высоту области, на которые разбивается сухая стенка горящего резервуара (рис. 2.17).

Согласно рис. 2.17 с уменьшением шага различие растет линейно и при этом для высоты области $0,25\text{ м}$ отличие от предельного случая не превосходит 5% , поэтому для расчетов достаточно разбивать сухую стенку горящего резервуара на области высотой порядка $0,25\text{ м}$. При этом возникающая погрешность не будет превосходить 5% . Этот результат согласуется с экспериментальными исследованиями [35], и показывает, что участок стальной стенки размером 30 см , является практически теплоизолированным.

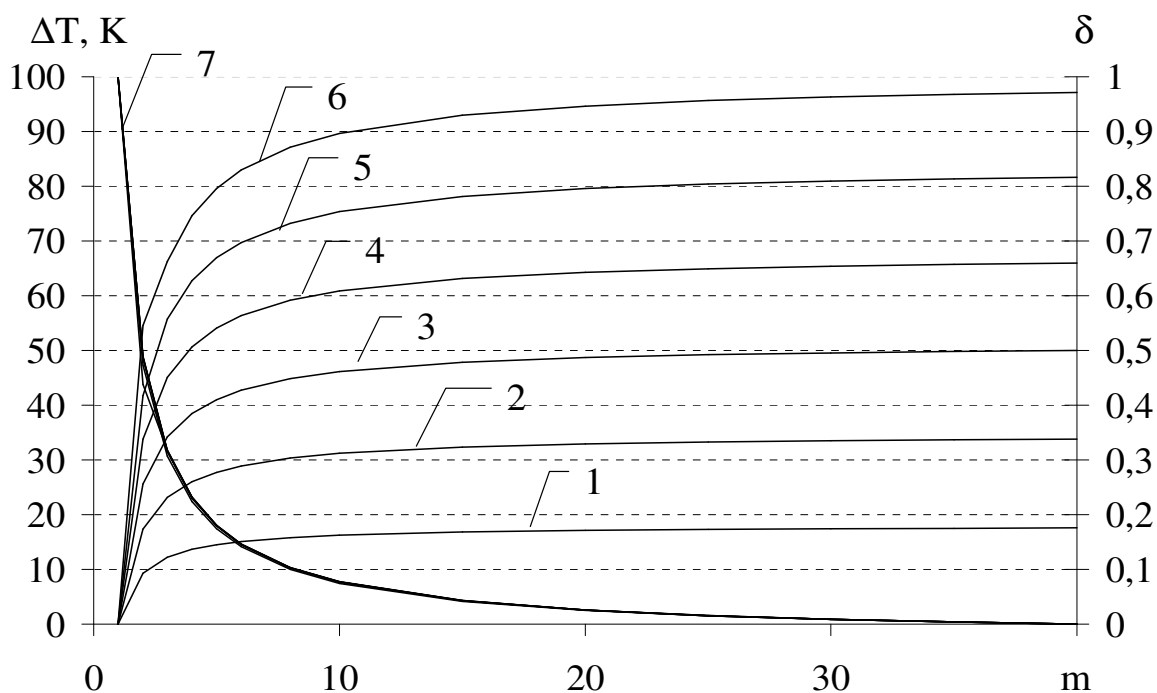


Рис. 2.14. Разность температур ΔT между нижней и верхней частями сухой стенки горящего резервуара в зависимости от полос m , на которые она разбита для различных высот h сухой стенки: 1 – $h=1$ м; 2 – $h=2$ м; 3 – $h=3$ м; 4 – $h=4$ м; 5 – $h=5$ м; 6 – $h=6$ м; 7 – относительное различие по температуре δ между нижней и верхней частями сухой стенки горящего резервуара (правая ось)

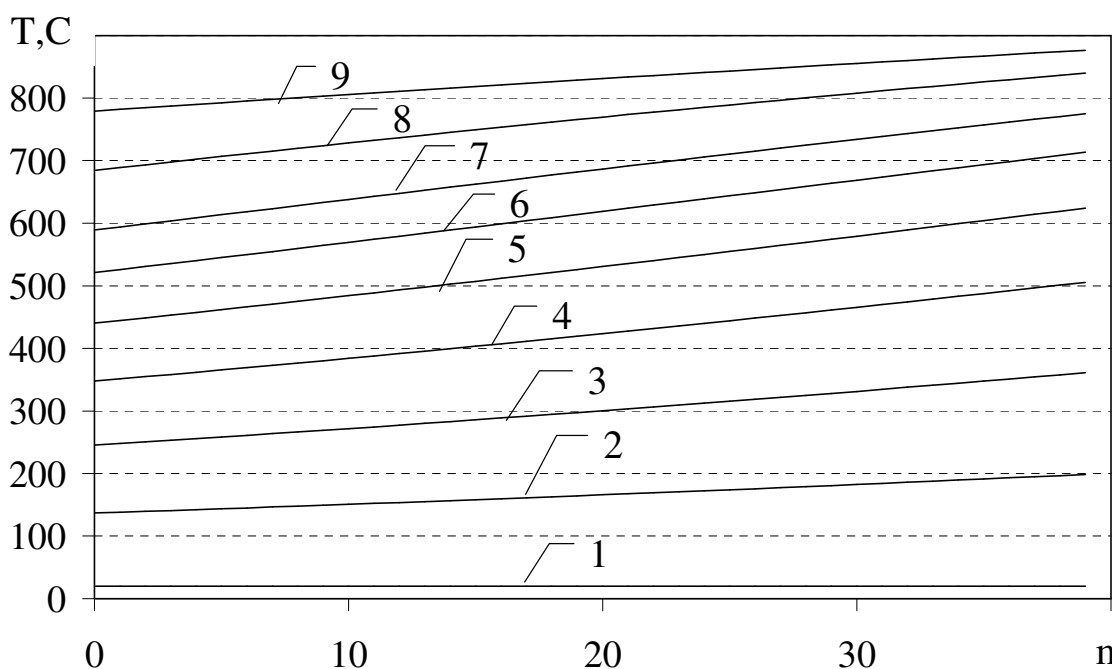


Рис. 2.15. Зависимость температуры сухой стенки горящего резервуара в зависимости от высоты над уровнем нефтепродукта в различные моменты времени: 1 – 0 мин; 2 – 0,5 мин; 3 – 1 мин; 4 – 1,5 мин; 5 – 2 мин; 6 – 2,5 мин; 7 – 3 мин; 8 – 4 мин; 9 – 10 мин

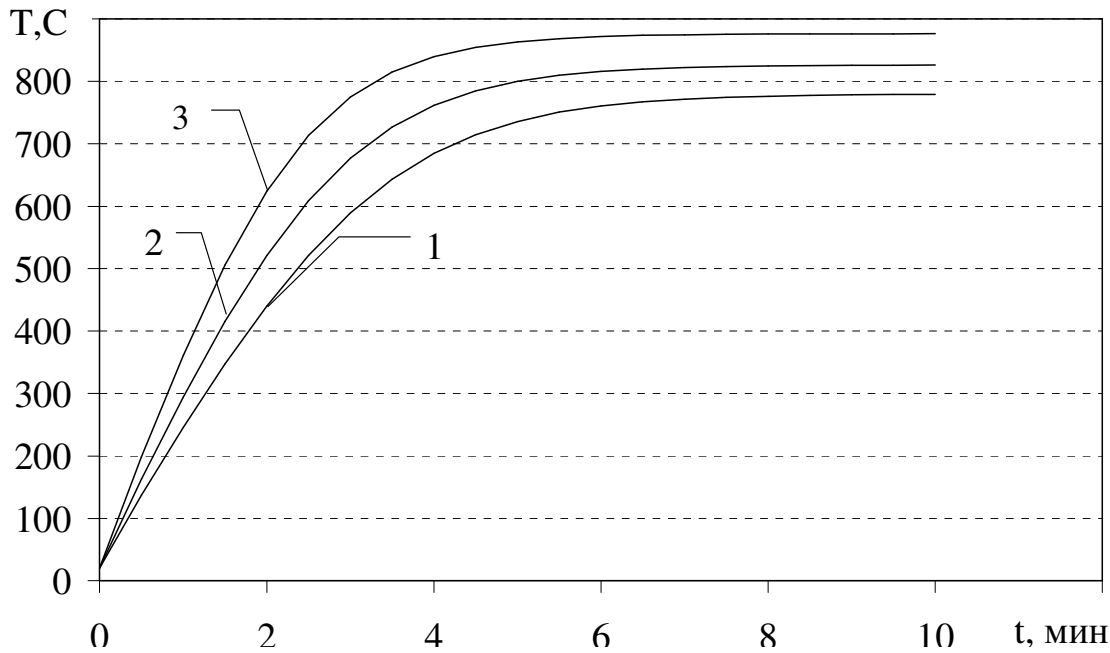


Рис. 2.16. Зависимость температуры сухой стенки горящего резервуара от времени при различных высотах над уровнем нефтепродукта: 1 – $h = 0,1$ м; 2 – $h = 3$ м; 3 – $h = 6$ м

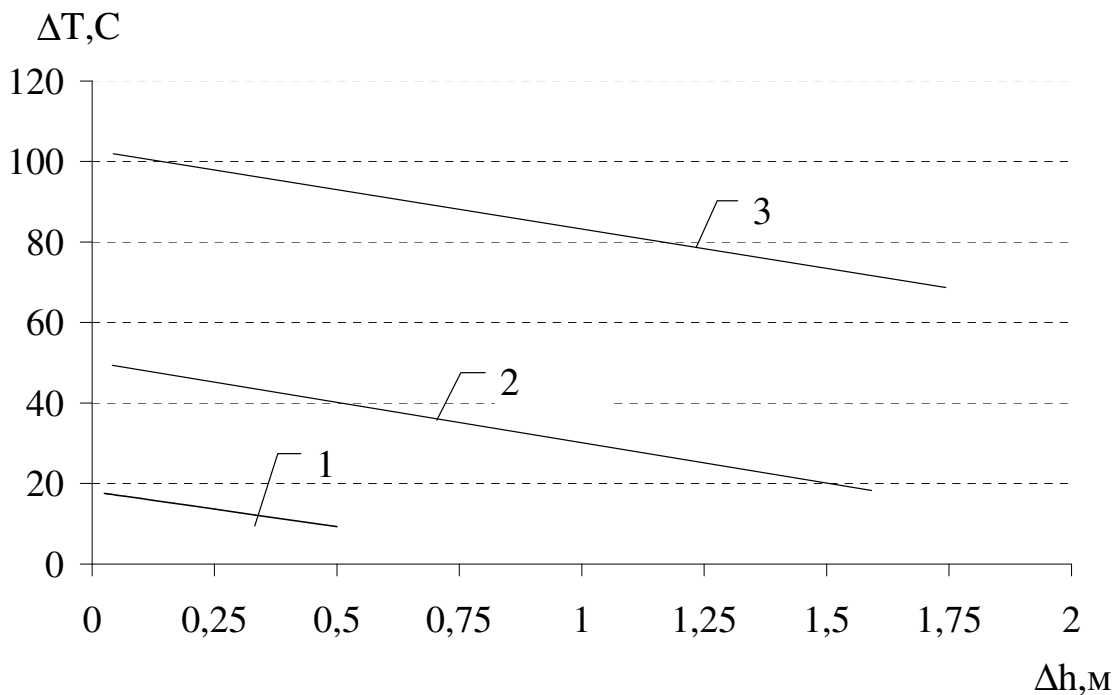


Рис. 2.17. Разность температур ΔT между нижней и верхней частями сухой стенки горящего резервуара в зависимости от высоты области, на которые она разбита для различных высот сухой стенки h : 1 – $h = 1$ м; где h высота сухой стенки горящего резервуара, 2 – $h = 3$ м; 3 – $h = 6$ м

Рассмотрим влияние количества сегментов, на которые разбивается

сухая стенка горящего резервуара.

Из рисунка 2.18 видно, что количество сегментов, на которые разбивается сухая стенка горящего резервуара, не оказывает значительного влияния на определение ее температуры: различие составляет не более 3%.

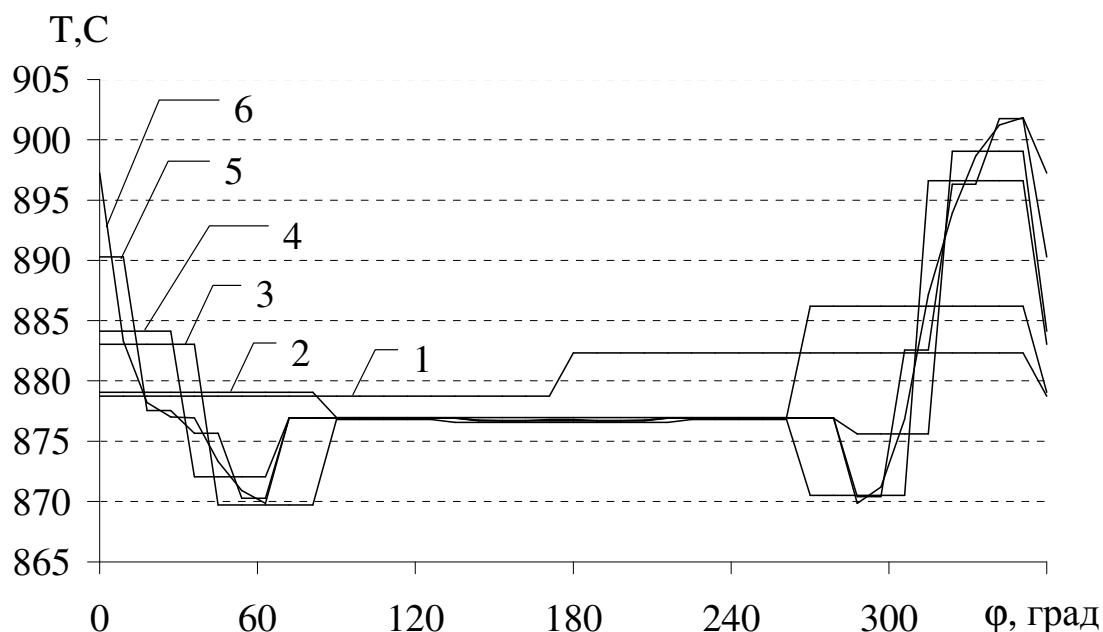


Рис. 2.18. Распределение температуры в верхней части сухой стенки горящего резервуара для различного количества сегментов: 1 – 2 сегмента; 2 – 4 сегмента; 3 – 8 сегментов; 4 – 10 сегментов; 5 – 20 сегментов; 6 – 40 сегментов

Определим распределение температуры по сухой стенке горящего резервуара в зависимости от его диаметра, вида нефтепродукта и высоты над уровнем нефтепродукта [23].

Зависимость температуры сухой стенки горящего при разных высотах над уровнем нефтепродукта является линейной (рис 2.19).

$$T = a(x - h) + b, 0 \leq x \leq h, \quad (2.45)$$

где x – высота над уровнем нефтепродукта, h – высота сухой стенки горящего резервуара.

При этом, для резервуаров одного диаметра коэффициент, a является постоянным, независимо от высоты сухой стенки (рис. 2. 19).

Коэффициент b равен температуре на верхнем крае сухой стенки, которая с погрешностью, не превышающей одного процента, является величиной, не зависящей от высоты сухой стенки (для значений $h = 1 \dots 6$) – рис. 2. 19. Коэффициенты a и b , входящие в формулу (2.45), зависят от диаметра резервуара и вида нефтепродукта.

На рисунке 2.20 приведена зависимость коэффициента a от D

резервуара с бензином и его аппроксимация вида: $a = \frac{1000}{2,2D + 2}$ (рис.2.20).

Погрешность аппроксимации не превосходит 1%.

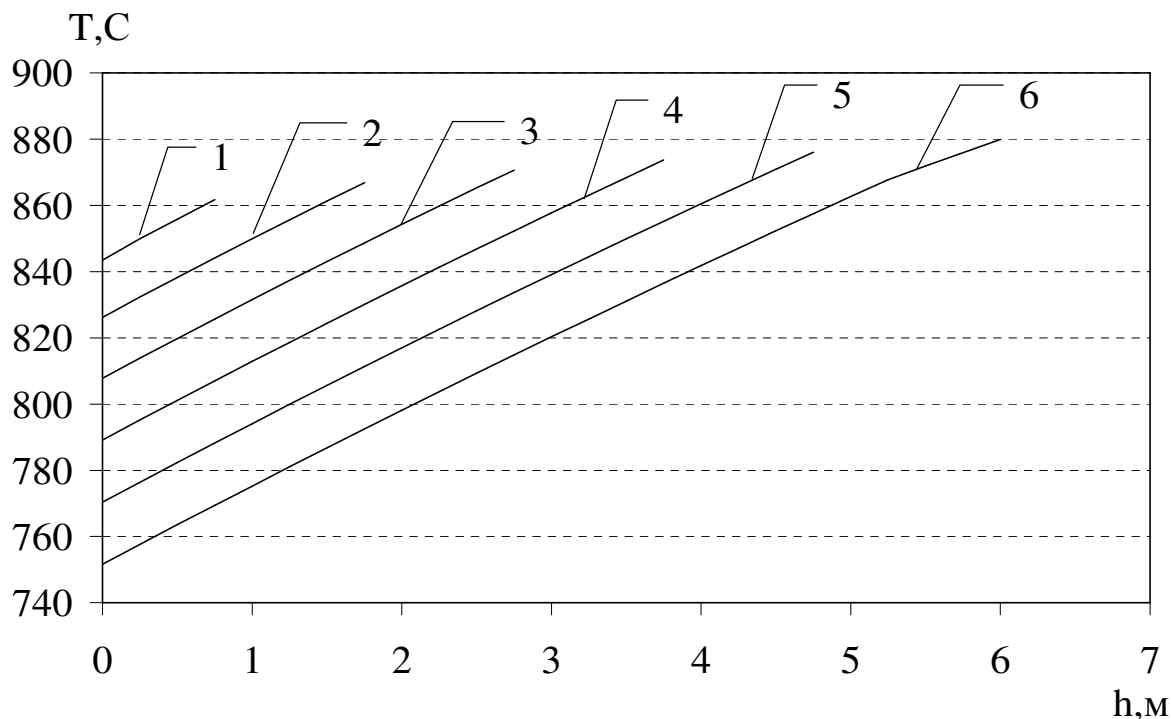


Рис. 2.19. Зависимость температуры сухой стенки горящего резервуара от высоты над уровнем нефтепродукта: 1 – $h = 1$ м; 2 – $h = 2$ м; 3 – $h = 3$ м; 4 – $h = 4$ м; 5 – $h = 5$ м; 6 – $h = 6$ м

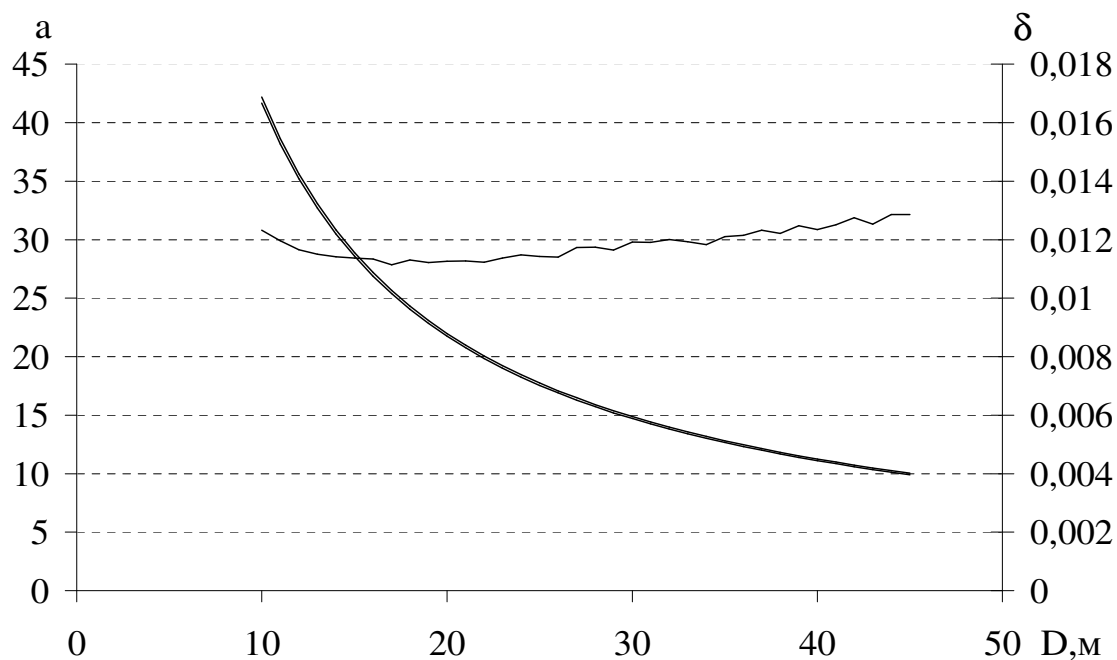


Рис. 2.20. зависимость коэффициента a от D резервуара с бензином и его аппроксимация

На рисунке 2.21 приведена зависимость коэффициента b от D

резервуара с бензином и его аппроксимация вида: $b = \frac{863,93D + 134,44}{D}$.

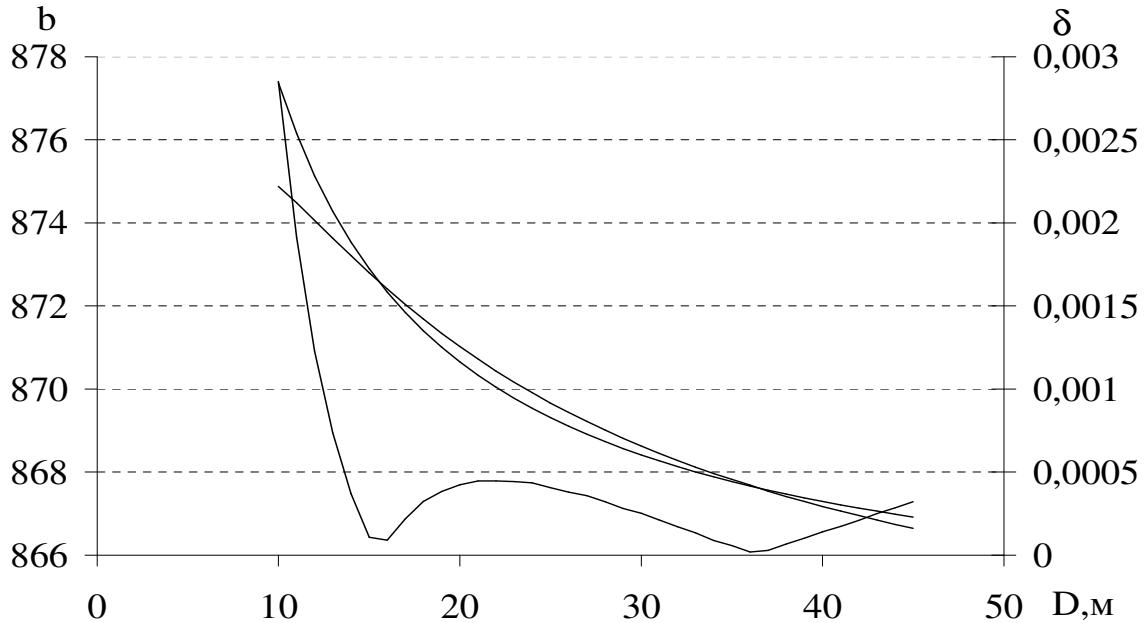


Рис. 2.21. зависимость коэффициента b от D резервуара с бензином и его аппроксимация

Погрешность аппроксимации не превышает 3%. Таким образом, температура сухой стенки горящего резервуара с бензином может быть аппроксимирована выражением (2.46):

$$T = \frac{1000}{2,2D + 2}(x - h) + \frac{863,93D + 134,44}{D}, \quad (2.46)$$

где D – диаметр резервуара, x – высота над уровнем нефтепродукта, h – высота сухой стенки горящего резервуара.

В качестве примера на рис. 2.22 приведена зависимость температуры сухой стенки горящего резервуара РВС–5000 с бензином с уровнем разлива 12 м от высоты над уровнем нефтепродукта.

Как видно из рисунка 2.22 погрешность при переходе от численного решения уравнений к приближенной зависимости (2.46) не превосходит 3 %.

Также в качестве примеров рассмотрим зависимость температуры сухой стенки горящего резервуара от высоты над уровнем нефтепродукта для РВС–10000 с нефтью (рис. 2.23) и РВС–20000 с мазутом (рис.2.24).

Температура сухой стенки горящего резервуара с нефтью может быть аппроксимирована выражением (2.47):

$$T = \frac{1000}{2,3D + 2,5}(x - h) + \frac{759,4D + 117,2}{D}. \quad (2.47)$$



Рис. 2.22. Зависимость температуры сухой стенки горящего резервуара РВС-5000 с бензином от высоты над уровнем нефтепродукта: 1 – при численном решении; 2 – при решении с помощью приближенной зависимости; 3 – погрешность при переходе от численного метода к приближенной зависимости

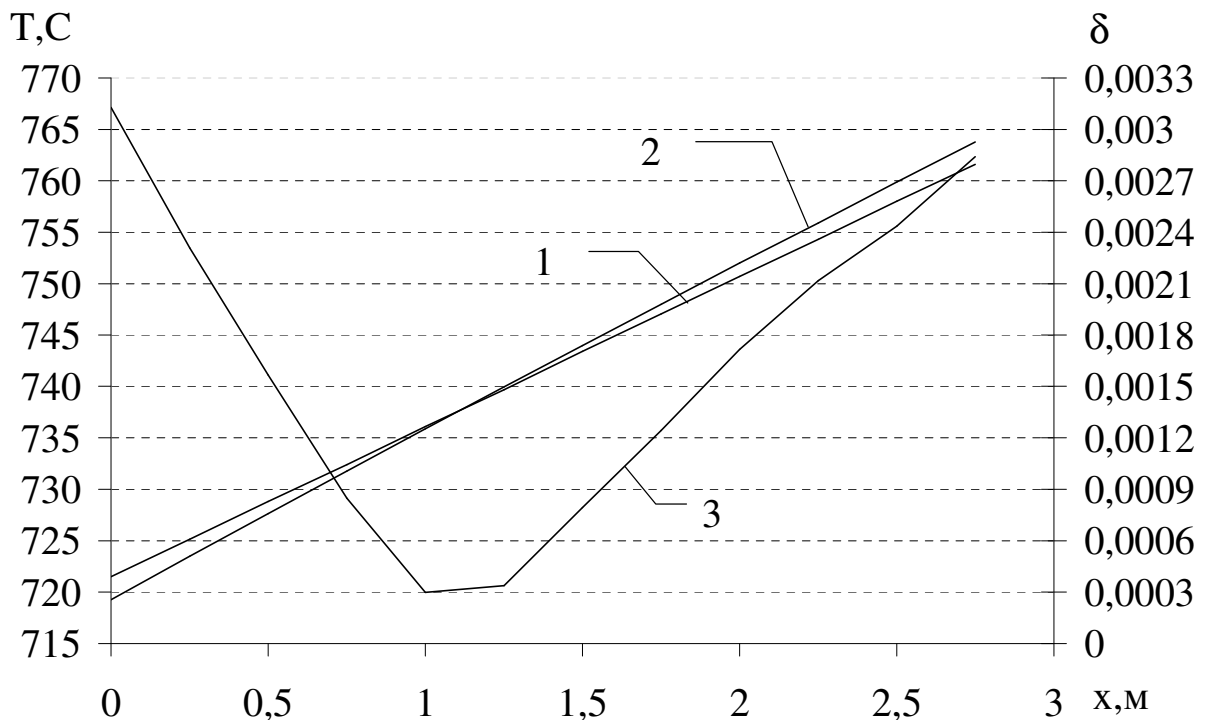


Рис. 2.23. Зависимость температуры сухой стенки горящего резервуара РВС-10000 с нефтью от высоты над уровнем нефтепродукта: 1 – при численном решении; 2 – при решении с помощью приближенной зависимости; 3 – погрешность при переходе от численного метода к приближенной зависимости

Температура сухой стенки горящего резервуара с мазутом может быть аппроксимирована выражением (2.48):

$$T = \frac{1000}{2,6D + 2,9}(x - h) + \frac{688,44D + 90,05}{D} \quad (2.48)$$

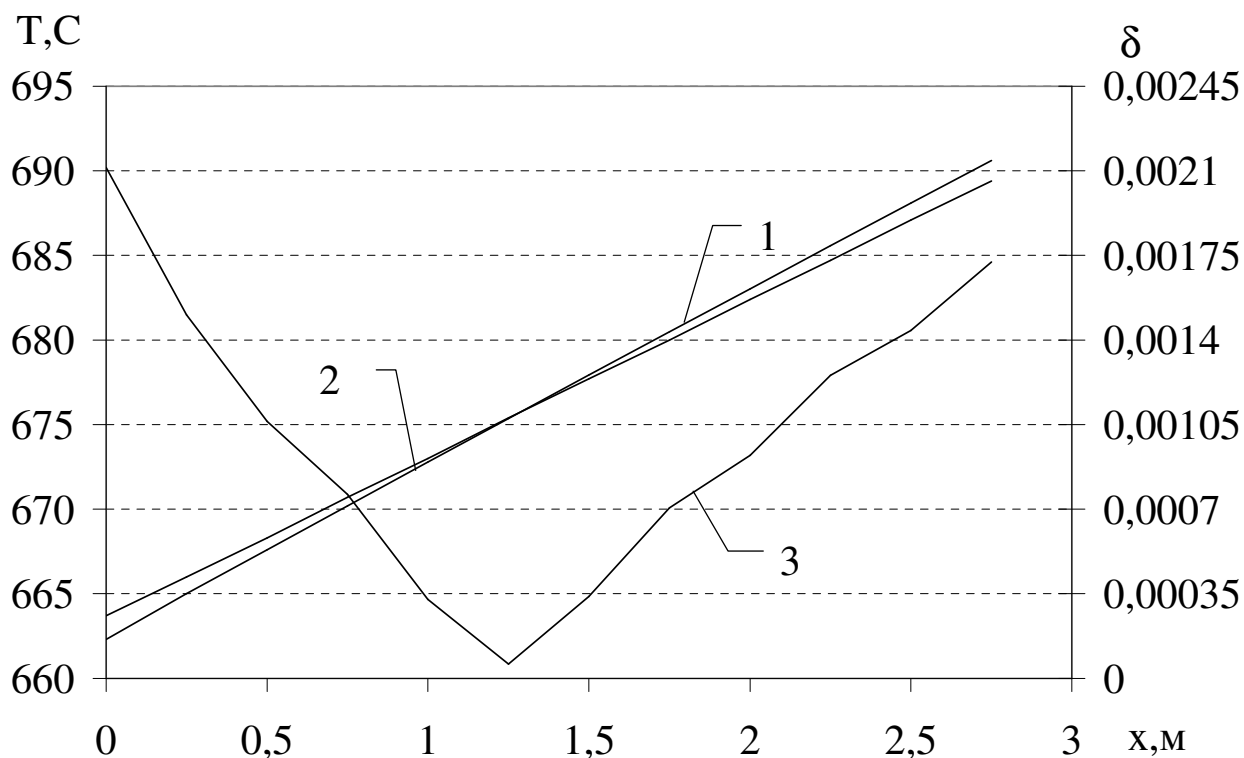


Рис. 2.24. Зависимость температуры сухой стенки горящего резервуара РВС–20000 с мазутом от высоты над уровнем нефтепродукта: 1 – при численном решении; 2 – при решении с помощью приближенной зависимости; 3 – погрешность при переходе от численного метода к приближенной зависимости

2.7. Проверка адекватности модели

Проверка модели осуществлялась путем проведения эксперимента и сравнения его результатов с теоретическими расчетами. Был проведен эксперимент, который показал динамику охлаждения стенки горящего резервуара в окружающей среде. При проведении эксперимента в качестве модели сухой стенки горящего резервуара использовался стальной лист ($\rho = 7880 \text{ кг/м}^3$, $c_p = 440 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$) толщиной 2 мм, который нагревался до температуры 110–120 °C. Процесс охлаждения проходил в отсутствие ветра при передаче тепла с одной и другой стороны листа в окружающую среду за счет свободной конвекции и за счет излучения. Температура стенки листа

измерялась термопарой (мультиметр ДТ-838) через каждые 10 секунд. Площадь нагрева составляла около $0,025 \text{ м}^2$.

Количество тепла, отдаваемое листом в окружающую среду излучением по закону Стефана-Больцмана равно:

$$dQ_{\text{изл}} = 2c_0\varepsilon \left(\left(\frac{T_0}{100} \right)^4 - \left(\frac{T}{100} \right)^4 \right) S_{\text{л}} dt, \quad (2.49)$$

где T_0 – температура окружающей среды, ε – степень черноты стали, T – температура листа, $S_{\text{л}}$ – площадь поверхности листа, $c_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Множитель 2 возникает в связи с тем, что теплообмен происходит с обеих сторон листа.

Конвективный теплообмен стального листа с окружающей средой происходит за счет свободной конвекции и определяется по формуле:

$$dQ_{\text{конв}} = 2\alpha(T_0 - T)S_{\text{л}} dt, \quad (2.50)$$

где α – коэффициент конвективной теплоотдачи в окружающую среду.

Объединяя формулы (2.49) и (2.50), запишем уравнение теплового баланса для стального листа, включающее теплообмен излучением и конвекцией:

$$dQ = 2c_0\varepsilon_c \left(\left(\frac{T_0}{100} \right)^4 - \left(\frac{T}{100} \right)^4 \right) S_{\text{л}} + 2\alpha(T_0 - T)S_{\text{л}} dt, \quad (2.51)$$

Преобразуя формулу (2.51), получим:

$$c_c \rho_c \delta_c \frac{dT}{dt} = 2c_0\varepsilon_c \left(\left(\frac{T_0}{100} \right)^4 - \left(\frac{T}{100} \right)^4 \right) + 2\alpha(T_0 - T), \quad (2.52)$$

где c_c , ρ_c – теплоемкость и плотность стали, δ_c – толщина листа стали.

Переносим в правую часть множитель $c_c \rho_c \delta_c$, получим:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{2}{c_c \rho_c \delta_c} \left(c_0\varepsilon_c \left(\left(\frac{T_0}{100} \right)^4 - \left(\frac{T}{100} \right)^4 \right) + \alpha(T_0 - T) \right). \quad (2.53)$$

Коэффициент конвективной теплоотдачи α для свободной конвекции определяется по формуле:

$$\alpha = \frac{\text{Nu}\lambda}{L}, \quad (2.54)$$

где Nu – число Нуссельта, λ – теплопроводность воздуха, L – высота области нагрева ($L \approx 0,15$ м).

При этом число Нуссельта для свободной конвекции определяется по формуле [98]:

$$\text{Nu} = \left[0,68 + 0,387(\text{Gr Pr})^{1/6} / \left[1 + \left(\frac{0,492}{\text{Pr}} \right)^{9/16} \right]^{8/27} \right]^2 =$$

$$\left[0,68 + 0,387 \left(\frac{(T - T_B)L^3 g \text{Pr}}{(T + T_B)v^2} \right)^{1/6} / \left[1 + \left(\frac{0,492}{\text{Pr}} \right)^{9/16} \right]^{8/27} \right]^2, \quad (2.55)$$

где $\text{Pr} = 0,7$ – число Прандтля, Gr – число Грасгофа, v – коэффициент кинематической вязкости воздуха, g – ускорение свободного падения.

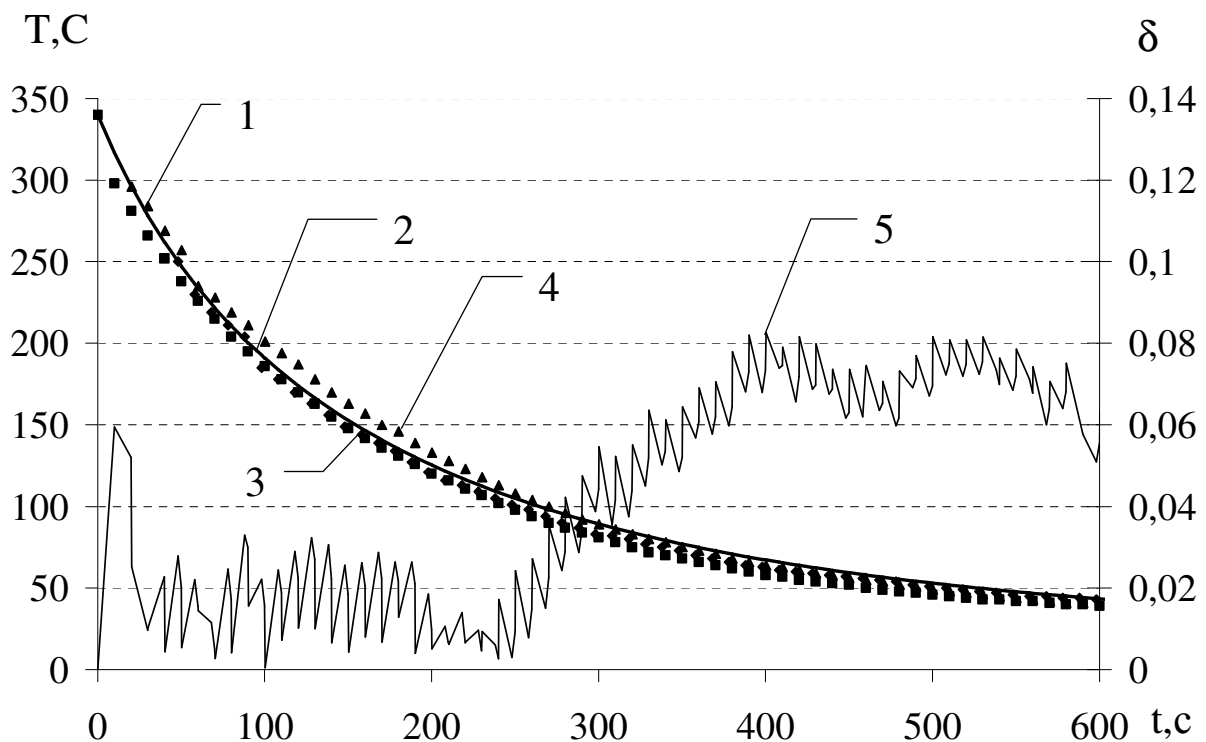


Рис. 2.25. Динамика изменения температуры модели сухой стенки горящего резервуара при охлаждении в окружающей среде в зависимости от времени: 1 – расчетные значения; 2,3,4 – серия экспериментальных данных; 5 – погрешность между экспериментальными данными и расчетными значениями

Число Грасгофа равно:

$$\text{Gr} = \frac{\beta \Delta T L^3 g}{\nu^2}, \quad (2.56)$$

где $\beta = \frac{1}{T}$ – коэффициент объемного расширения; $\Delta T = |T - T_0|$.

Из (2.54)-(2.56) видно, что коэффициент конвективного теплообмена α зависит от температуры T . Решение нелинейного дифференциального уравнения (2.55) было проведено методом Рунге – Кутты.

На рис. 2.25. показана динамика изменения температуры модели сухой стенки горящего резервуара при охлаждении в окружающей среде в зависимости от времени при проведении эксперимента и вследствие проведенных теоретических расчетов. Из анализа рис. 2.25 следует, что погрешность модели не превосходит 8%.

РАЗДЕЛ 3

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ СТРУИ ВОДЫ СО СТЕНКОЙ РЕЗЕРВУАРА

Первоочередной задачей подразделений МЧС, участвующих в локализации и ликвидации пожара в резервуарном парке является охлаждение горящего резервуара [49, 54]. Вследствие того, что стационарные системы охлаждения часто оказываются повреждены пожаром либо предшествующим ему взрывом, основная нагрузка ложится на передвижную технику [52].

В данном разделе строится математическая модель взаимодействия водной струи со стенкой резервуара.

3.1. Оценка коэффициента использования воды при охлаждении стенки горящего резервуара

После удара струи о стенку часть воды отскакивает, не принимая участия в охлаждении, другая часть стекает по стенке, охлаждая ее. Под коэффициентом использования воды будем понимать отношение [2]:

$$k_s = \frac{V_s}{V}, \quad (3.1)$$

где V_s – объем воды, стекающей по стенке; V – общий объем воды, вышедшей из ствола.

Для оценки коэффициента использования воды был проведен эксперимент [17], схема которого приведена на рис. 3.1.

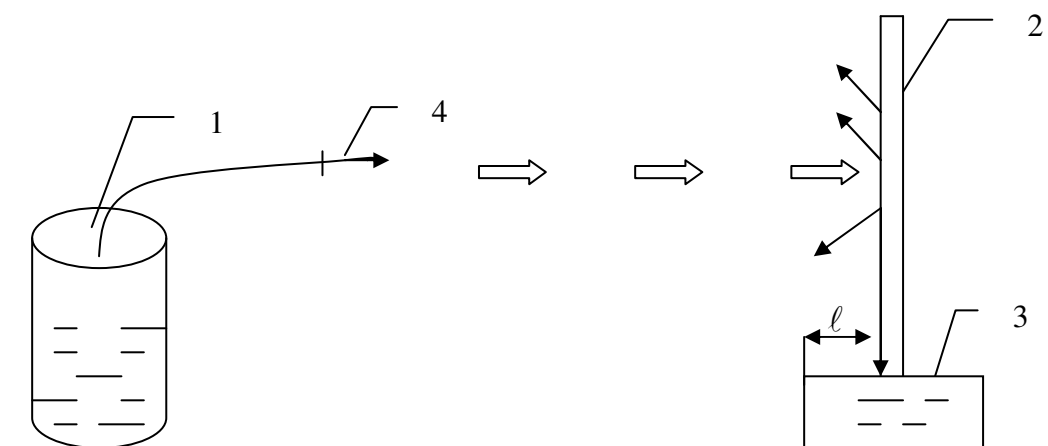


Рис. 3.1. Взаимодействие водной струи со стенкой: 1 – емкость с водой; 2 – стенка; 3 – поддон для воды; 4 – пожарный ствол

Подача воды проводилась с помощью насадок диаметром 9 мм, 11 мм, 13 мм, 16 мм. Расстояние от насадка до вертикальной стенки

составляло 5 м. Под вертикальной стенкой (железным листом), на которую падала струя, находился поддон, при этом расстояние от края поддона до листа ℓ составляло 2 мм, что позволяло измерить количество воды стекающей вниз и сравнить с количеством подаваемой воды. Количество подаваемой воды измерялось путем проведения замеров уровня в емкости 1. Таким образом, в ходе эксперимента измерялось количество воды V , вышедшее из насадка 4, количество воды V_s , собравшееся в емкости 3, продолжительность подачи воды t и, исходя из этого, определялась доля воды, стекающая по стенке (коэффициент использования воды – (3.1)).

Также по полученным данным вычислялась средняя скорость струи на выходе из насадка:

$$\bar{w} = \frac{V}{S \cdot t}, \quad (3.2)$$

где S – площадь сечения насадка: $S = \frac{\pi d^2}{4}$; t – время подачи воды.

Зависимость коэффициента использования воды от скорости струи может быть аппроксимирована выражением $y = -0,0114x + 0,4433$ (рис. 3.2).

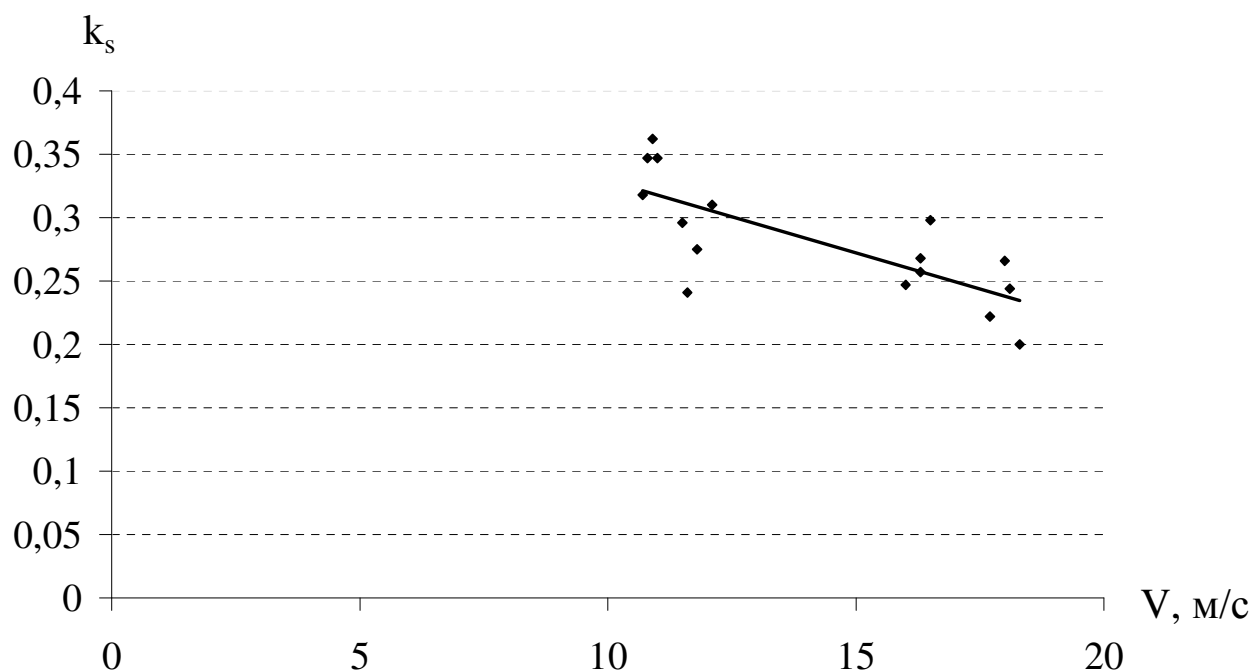


Рис. 3.2. Влияние скорости струи на коэффициент использования

Эксперимент показал, что потери воды, связанные с ее отражением от стенки, будут тем меньше, чем меньше будет скорость струи в момент встречи со стенкой. В нашем случае коэффициент использования воды k_s изменяется в пределах 0,23 – 0,33.

3.2. Моделирование стекания водной пленки по вертикальной стенке

Учитывая, что диаметр резервуара намного больше диаметра струи, будем пренебрегать кривизной боковой поверхности резервуара, рассматривая падение струи на плоскую стенку. После удара о стенку вода расходится и стекает вниз (рис. 3.3).

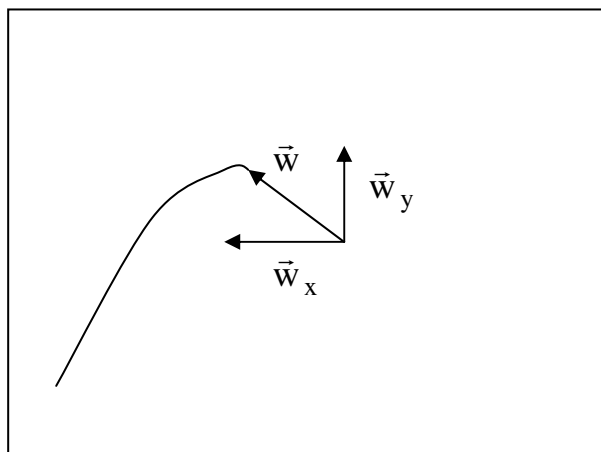


Рис. 3.3. Движение воды по стенке резервуара (вид спереди)

Для оценки параметров стекающей водной пленки, образующейся после удара струи о стенку, рассмотрим движение вдоль вертикальной оси элементарного объема воды ΔV толщиной δ , шириной x , длиной Δy , находящегося в момент времени t в точке y и имеющего скорость w (рис. 3.4).

Этот объем испытывает сопротивление своему движению, вызванное вязким трением. При этом сила трения, которую испытывает элементарный объем воды ΔV протяженностью Δy , определяется по формуле [36,51]:

$$F_{\text{тр}} = \tau_w x \Delta y, \quad (3.3)$$

где τ_w – касательное напряжение.

Ускорение, вызванное силой трения, равно:

$$a_{\text{тр}} = \frac{F_{\text{тр}}}{m} = \frac{F_{\text{тр}}}{\Delta V \rho} = \frac{\tau_w x \Delta y}{x \Delta y \delta \rho} = \frac{\tau_w}{\delta \rho}, \quad (3.4)$$

где m – масса рассматриваемого элементарного объема воды ΔV ; ρ – плотность воды. Согласно [60] касательное напряжение может быть выражено через число Рейнольдса Re :

$$\tau_w = 0,0291 \rho w^2 Re^{-0,2}, \quad (3.5)$$

где w – скорость потока.

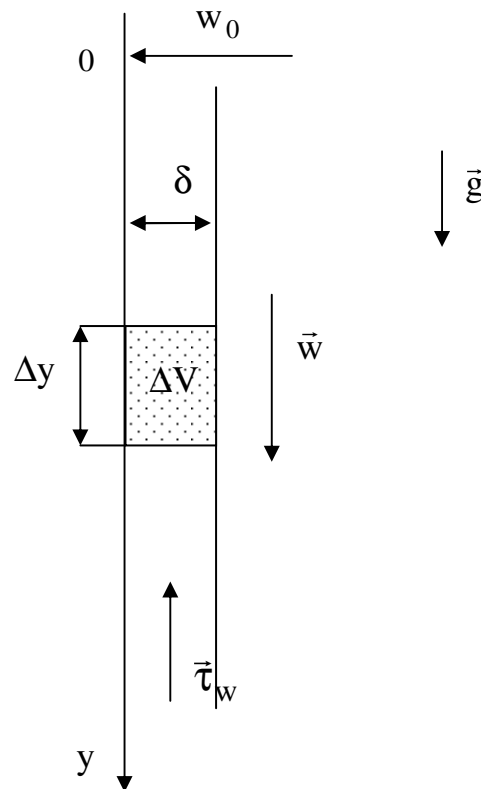


Рис. 3.4. Движение воды по стенке резервуара после удара струи, имеющей скорость w_0 (вид сбоку)

Выражение для числа Рейнольдса для пленки имеет вид [62]:

$$Re = G/\mu, \quad (3.6)$$

где μ – кинематический коэффициент вязкости воды; G – массовый расход жидкости (кг/м·с) на единицу толщины пленки с расчетной толщиной δ : $G = \rho w \delta$, т.е.

$$G = \frac{V}{x} \rho, \quad (3.7)$$

где V – объемный расход воды (м³/с).

Тогда число Рейнольдса равно:

$$Re = \frac{\rho w \delta}{\mu} = \frac{w \delta}{\nu}, \quad (3.8)$$

где ν – динамический коэффициент вязкости воды. В этом случае выражение для касательного напряжения примет вид:

$$\tau_w = 0,0291\rho w^{1,8} \left(\frac{v}{\delta}\right)^{0,2}. \quad (3.9)$$

Тогда

$$\frac{dw}{dt} = -a_{\text{тр}} + g. \quad (3.10)$$

Объединяя (3.4), (3.9) и (3.10), получим:

$$\frac{dw}{dt} = -\frac{0,0291}{\delta} \left(\frac{v}{\delta}\right)^{0,2} w^{1,8} + g, \quad (3.11)$$

$$\frac{dw}{dt} = -0,0291 \frac{v^{0,2}}{\delta^{1,2}} w^{1,8} + g. \quad (3.12)$$

Полученное дифференциальное уравнение с начальным условием $w(0) = w_0$ описывает движение элементарного объема воды вдоль вертикальной оси.

Толщина слоя δ может быть выражена через объемный расход воды V , скорость w и ширину потока x в данной точке:

$$\delta = \frac{V}{w} \cdot \frac{1}{x}. \quad (3.13)$$

Тогда

$$\frac{dw}{dt} = -0,0291 \frac{v^{0,2}}{V^{1,2}} w^{1,2} x^{1,2} w^{1,8} + g,$$

$$\frac{dw}{dt} = -0,0291 \frac{v^{0,2}}{V^{1,2}} w^3 x^{1,2} + g.$$

Поскольку $y' = w$, $y'' = \frac{dw}{dt}$, то последнее уравнение может быть записано в виде:

$$y'' = -0,0291 \frac{v^{0,2}}{V^{1,2}} (y')^3 y^{0,6} + g, \quad (3.14)$$

$$y(0) = 0, \quad y'(0) = w_0. \quad (3.15)$$

Уравнение движения элементарного объема воды в горизонтальном направлении может быть записано аналогично уравнению (3.12) при $g = 0$.

Проведя аналогичные выкладки и учитывая, что $x' = w$, $x'' = \frac{dw}{dt}$, получим:

$$x'' = -\frac{0,0291}{V^{1,2}}(y')^{1,2} x^{1,2} (x')^{1,8} v^{0,2}, \quad (3.16)$$

$$x(0) = 0, x'(0) = w_0. \quad (3.17)$$

Система дифференциальных уравнений (3.14)-(3.17) приближенно описывает движение элементарного объема воды после удара струи о стенку. Речь идет о приближенном описании, т. к. после удара струи о стенку мгновенные скорости в действительности направлены в радиальных направлениях от точки удара и равны по модулю w_0 . А при течении водной пленки по стенке происходит их взаимодействие [18].

Совместное решение системы (3.14)-(3.17), например методом Эйлера, позволяет получить параметрическое представление границы области охлаждения:

$$\begin{cases} x = x(t) \\ y = y(t) \end{cases}. \quad (3.18)$$

В качестве примера на рис. 3.5 приведена граница области охлаждения при подаче воды стволами А и Б при давлении водяного столба 60 м (расход 9 л/с и 4,5 л/с соответственно; $w_0 = 33$ м/с; коэффициент использования воды $k_s = 0,2$).

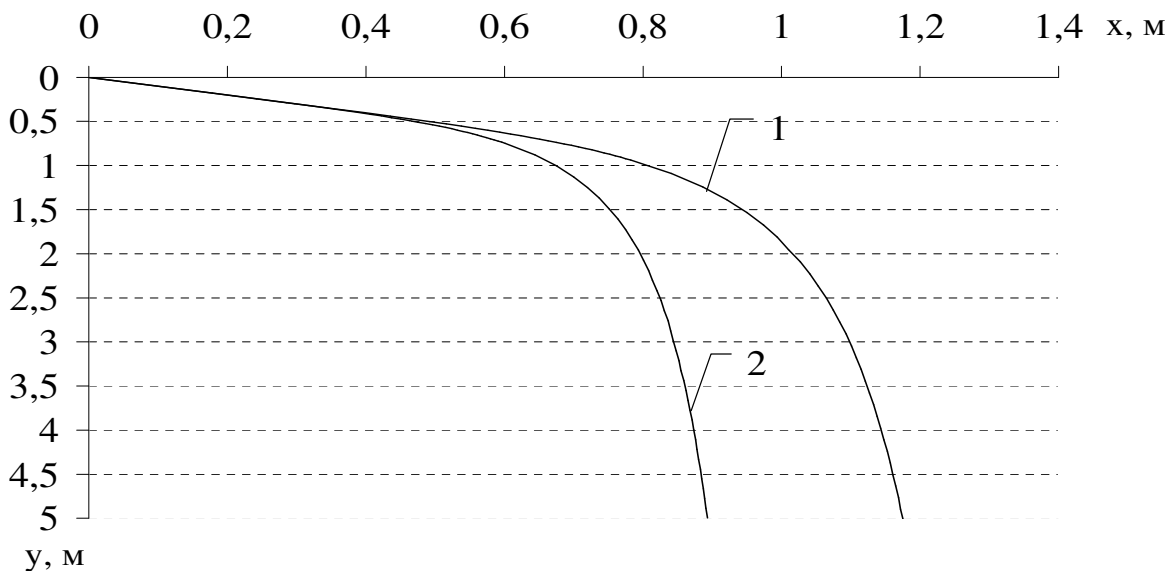


Рис. 3.5. Контур водной пленки после удара струи о стенку: 1 – ствол Б; 2 – ствол А

Полученное решение позволяет оценить скорость стекания водной пленки (рис. 3.6), а из формулы (3.13) ее толщину (рис. 3.7).

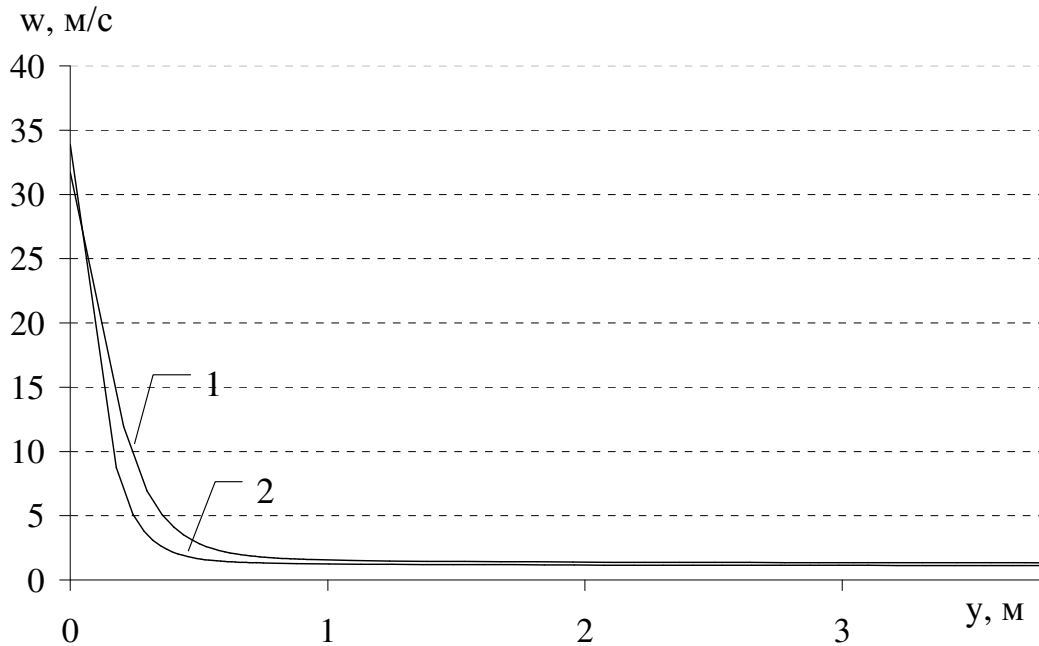


Рис. 3.6. Зависимость скорости движения водной пленки $w(y)$ от ее перемещения 1 – ствол А; 2 – ствол Б

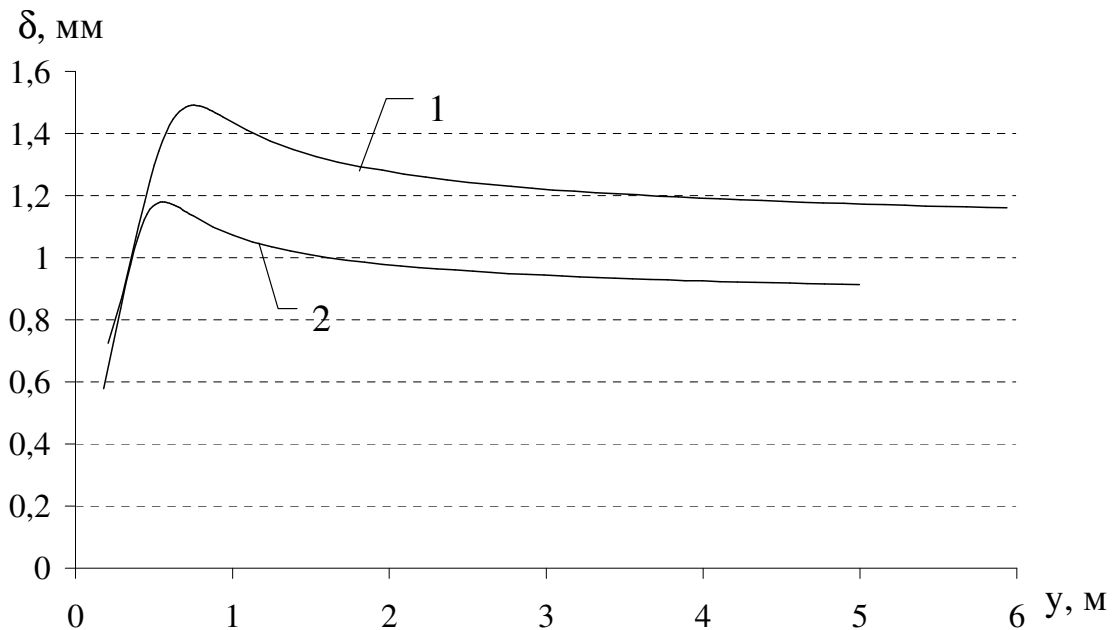


Рис. 3.7. Зависимость толщины водной пленки $\delta(y)$ от ее перемещения 1 – ствол А; 2 – ствол Б

Расчет границы области охлаждения (рис. 3.5) по системе уравнений (3.14)-(3.17) является достаточно громоздким. Поэтому возникает необходимость приближенного описания границы этой области. Поскольку из уравнений (3.14)-(3.15) следует, что существует предельное значение расстояния, на которое может переместиться элементарный объем воды в горизонтальном направлении:

$$\lim x(t) = x_{\max}$$

и касательной к контуру в точке (0,0) является биссектриса угла, образованного горизонтальной и вертикальной осями, то уравнение границы области охлаждения может быть аппроксимировано выражением:

$$y = -x_{\max} \ln \left(1 - \frac{x}{x_{\max}} \right).$$

Таблица 3.1

Половина максимальной ширины (x_{\max}), стекающей водной пленки при подаче воды стволом А.

Резервуар	Высота	Напор у ствола, м		
		20	40	60
РВС-1000	12	1,15	1,13	1,01
РВС-2000				
РВС-3000				
РВС-5000	15	1,18	1,16	1,05
РВС-10000	18	1,12	1,2	1,09
РВС-15000				
РВС-20000				
РВС-30000				
РВС-40000				
РВС-50000				

Таблица 3.2

Половина максимальной ширины (x_{\max}), стекающей водной пленки при подаче воды стволом Б.

Резервуар	Высота	Напор у ствола, м		
		20	40	60
РВС-1000	12	0,84	0,8	0,68
РВС-2000				
РВС-3000				
РВС-5000	15	0,86	0,82	0,71
РВС-10000	18	0,88	0,85	0,74
РВС-15000				
РВС-20000				
РВС-30000				
РВС-40000				
РВС-50000				

Половина максимальной ширины (x_{\max}), стекающей водной пленки при подаче воды лафетным стволом (диаметр насадка 25 мм).

Резервуар	Высота, м	Напор у ствола, м		
		20	40	60
РВС-1000	12	1,45	1,39	1,18
РВС-2000				
РВС-3000				
РВС-5000	15	1,48	1,43	1,23
РВС-10000	18	1,49	1,48	1,28
РВС-15000				
РВС-20000				
РВС-30000				
РВС-40000				
РВС-50000				

В табл. 3.1-3.3 приведены полученные расчетным путем значения параметра x_{\max} для основных видов резервуаров.

3.3. Экспериментальная оценка площади области охлаждения

Для проверки адекватности построенной в предыдущем разделе модели стекания водной пленки по вертикальной стенке был проведен эксперимент [10,32, 44,47].

Подача воды осуществлялась с помощью насоса пожарного автомобиля АЦ-40 130 63Б при постоянном давлении 6 атм стволами РСК-50, РС-70. При проведении эксперимента использовались методы планирования эксперимента. Подача воды проводилась сплошной струей на вертикальную железную стенку размером 4×6 м с расстояний 7 м и 14 м под прямым углом и углом 45° по горизонтали и под прямым углом и углом 30° по вертикали с каждым из стволов (табл. 3.1). Также была взята дополнительная точка с соответствующими координатами. При попадании на железную стенку вода стекала, образуя пятно в виде параболы, размеры которой замерялись. Таким образом, эксперимент был проведен в 18 точках, в каждой точке эксперимент повторялся по 4 раза.

Построим регрессионную зависимость площади охлаждения водой горящего резервуара от четырех факторов – расстояния от ствола до стенки, угла подачи воды по горизонтали, диаметра насадка и угла подачи воды по вертикали. Для оценки площади области охлаждения проводилась видеосъемка эксперимента. Анализ изображений показывает, что граница области охлаждения близка к параболе. Поэтому будем следовать этому предположению при расчете площади охлаждения. Для каждого изображения области охлаждения вычислялись следующие характеристики: высота параболы h , ее ширина в нижней части a и в средней точке b (рис.3.8).

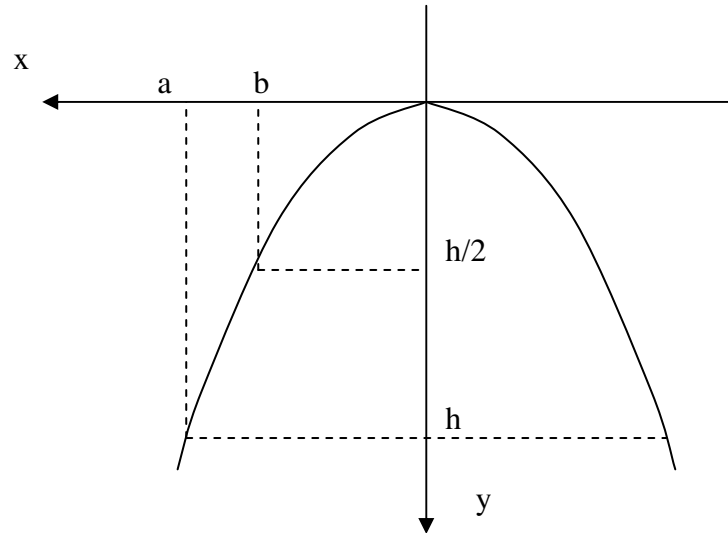


Рис. 3.8. Построение оценки области охлаждения

На основании этих характеристик вычислялся параметр c параболы $y = cx^2$, где начало координат совпадает с вершиной параболы. Параметр c подбирали таким образом, чтобы минимизировать сумму квадратов отклонений:

$$\sum_i (cx_i^2 - y_i)^2 \rightarrow \min.$$

Откуда, дифференцированием по c , получим:

$$\begin{aligned} 2\sum_i (cx_i^2 - y_i)x_i^2 &= 0, \\ c\sum_i x_i^4 - \sum_i y_i x_i^2 &= 0. \end{aligned}$$

Подставляя в полученную форму экспериментальные точки (a, h) и $(b, \frac{h}{2})$, получим:

$$c = \frac{a^2 h + b^2 \frac{h}{2}}{a^4 + b^4} = \frac{h}{2} \cdot \frac{a^2 + 2b^2}{a^4 + b^4} \quad (3.19)$$

После этого может быть вычислена площадь области охлаждения, граница которой аппроксимирована параболой:

$$S = 2 \int_0^y \sqrt{\frac{y}{c}} dy = \frac{4y^{3/2}}{3} \cdot \frac{1}{\sqrt{c}}.$$

Чтобы исключить зависимость площади охлаждения от высоты попадания струи, зафиксируем высоту $y = 1$ м и будем рассматривать площадь области охлаждения высотой 1 м:

$$S_1 = \frac{4}{3\sqrt{c}}.$$

В этом случае площадь области охлаждения произвольной высоты y может быть получена по формуле:

$$S = S_1 y^{3/2}.$$

В том случае, когда струя падает не в вертикальной плоскости, граница области охлаждения может быть аппроксимирована ветвями двух парабол $y = c_1 x^2$ и $y = c_2 x^2$ (рис. 3.9).

Параметры c_1 и c_2 парабол вычисляются аналогично (3.19):

$$c_i = \frac{h}{2} \cdot \frac{a_i^2 + 2b_i^2}{a_i^4 + b_i^4}, \quad i = 1, 2.$$

Тогда площадь области охлаждения будет равна (при высоте 1 м):

$$S = \int_0^1 \left(\frac{\sqrt{y}}{c_1} - \sqrt{\frac{y}{c_2}} \right) dy = \frac{2y^{3/2}}{3} \left(\sqrt{\frac{1}{c_1}} - \sqrt{\frac{1}{c_2}} \right),$$

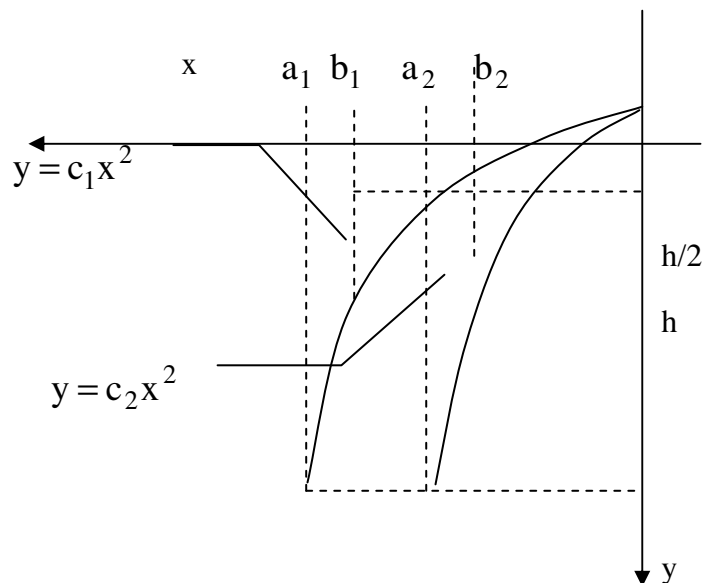


Рис. 3.9. Аппроксимация границы области охлаждения ветвями парабол $y = c_1 x^2$ и $y = c_2 x^2$

Таблица 3.4

Факторы и границы их изменения

№	Переменная	Фактор	Мин. значение	Макс. значение
1	x_1	Расстояние	7	14
2	x_2	Угол подачи по горизонтали	0	43,6
3	x_3	Диаметр насадка	13	19
4	x_4	Угол подачи по вертикали	0	30

Каждый из перечисленных факторов обозначим $X_i, i=1,2,\dots,n$. При этом будем предполагать, что фактор X_i может принимать значения из промежутка $[X_{i1}, X_{i2}]$. Обозначим через $X_i^0 = (X_{i1} + X_{i2})/2$ основной уровень фактора X_i ; $S_i = (X_{i2} - X_{i1})/2$ – интервал варьирования [44].

Введем кодированные переменные x_i :

$$x_i = \frac{X_i - X_i^0}{S_i}, i=1,2,\dots,n. \quad (3.20)$$

Очевидно, что после такого линейного преобразования каждый из факторов будет принимать значения из отрезка $[-1, 1]$.

Для изучения силы влияния факторов построим уравнение регрессии:

$$\begin{aligned} \tilde{S} = & \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_4 x_4 + \beta_{12} x_1 x_2 + \beta_{13} x_1 x_3 + \beta_{14} x_1 x_4 + \\ & \beta_{23} x_2 x_3 + \beta_{24} x_2 x_4 + \beta_{34} x_3 x_4 + \beta_{123} x_1 x_2 x_3 + \beta_{124} x_1 x_2 x_4 + \\ & \beta_{134} x_1 x_3 x_4 + \beta_{234} x_2 x_3 x_4 + \beta_{1234} x_1 x_2 x_3 x_4, \end{aligned} \quad (3.21)$$

где β_{\dots} – неизвестные коэффициенты, которые необходимо найти; \tilde{S} – оценка площади пятна охлаждения горящего резервуара.

Коэффициент β_i называют также линейным эффектом переменной x_i , а коэффициент $\beta_{i_1 i_2 \dots i_k}$ – эффектом взаимодействия факторов $x_{i_1}, x_{i_2}, \dots, x_{i_k}$. Эти коэффициенты могут быть найдены по методу наименьших квадратов:

$$\sum_{u=1}^n (S_u - \tilde{S}_u)^2 \rightarrow \min_{\beta}, \quad (3.22)$$

где S_u – результат u -го эксперимента; \tilde{S} – значение, полученное по регрессионной модели; n – количество экспериментов.

Поскольку общее количество неизвестных коэффициентов β равно 2^n , то необходимо провести, как минимум, такое же количество экспериментов [32]. При этом для оценки адекватности регрессионной модели, построенной по результатам эксперимента, необходимо чтобы количество точек, в которых проводится эксперимент, превосходило количество оцениваемых параметров, а также необходима оценка дисперсии наблюдений. Для решения этих задач необходимо провести эксперимент не только в крайних точках, но и в промежуточных, а для оценки дисперсии необходимо проводить повторные наблюдения при одинаковых значениях параметров.

Пусть в каждой точке (x_1, x_2, \dots, x_n) проводится m повторных наблюдений. Составим матрицу плана X , строками которой будут координаты точки проведения экспериментов:

$$X = \begin{pmatrix} 1 & x_1^1 & x_2^1 & \dots & x_1^1 x_2^1 & \dots & x_1^1 \dots x_n^1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & x_1^1 & x_2^1 & \dots & x_1^1 x_2^1 & \dots & x_1^1 \dots x_n^1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & x_1^q & x_2^q & \dots & x_1^q x_2^q & \dots & x_1^q \dots x_n^q \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & x_1^q & x_2^q & \dots & x_1^q x_2^q & \dots & x_1^q \dots x_n^q \end{pmatrix},$$

в которой повторяющиеся строки соответствуют повторным наблюдениям, x_i^k – значения фактора x_i при k -ом наборе параметров. Выбрав из матрицы X только неповторяющиеся строки, получим матрицу \bar{X} , а также усреднив соответствующие им наблюдения, получим матрицу \bar{Y} :

$$\bar{X} = \begin{pmatrix} 1 & x_1^1 & x_2^1 & \dots & x_1^1 x_2^1 & \dots & x_1^1 \dots x_n^1 \\ 1 & x_1^2 & x_2^2 & \dots & x_1^2 x_2^2 & \dots & x_1^2 \dots x_n^2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & x_1^q & x_2^q & \dots & x_1^q x_2^q & \dots & x_1^q \dots x_n^q \end{pmatrix}, \quad \bar{Y} = \begin{pmatrix} \bar{y}_1 \\ \bar{y} \\ \dots \\ \bar{y}_q \end{pmatrix},$$

Применяя метод наименьших квадратов, оценим параметры β , исходя из матриц \bar{X} и \bar{Y} . Подставляем коэффициенты β в уравнение (3.21) и получаем расчетные значения y_u . Проверим воспроизводимость процесса по критерию Кохрена [10]:

$$G = \frac{s_{u \text{ макс}}^2}{\sum_{u=1}^n s_u^2} < G_{(0,05; n; m-1)}, \quad (3.23)$$

где $s_u^2 = \frac{\sum_{p=1}^m (y_{u_p} - \bar{y}_u)^2}{m-1}$ – дисперсия, характеризующая рассеяние результатов опытов на u -м сочетании уровней факторов; $p=1,2,\dots,m$ – число параллельных опытов; $s_{u \text{ макс}}^2$ – наибольшая из дисперсий в строчках плана; $G_{(0,05; n; m-1)}$ – табличное значение критерия Кохрена при 5%-ом уровне значимости; n – количество точек, в которых проводился эксперимент; m – число параллельных экспериментов.

Процесс считается воспроизводимым, если выполняется неравенство (3.23). При этом дисперсия воспроизводимости (ошибка опыта) определяется по формуле:

$$s_y^2 = \frac{\sum_{u=1}^n s_u^2}{n}, \quad (3.24)$$

В рассматриваемом случае при проведении расчетов неравенство (3.23) выполняется [21]:

$$G = 0,129 < G_{(0,005; 18; 3)} = 0,22, \quad (3.25)$$

При этом дисперсия воспроизводимости (ошибка опыта) в нашем случае согласно формуле (3.24) составляет $s_y^u = 0,0051$. В результате проведенных расчетов данным способом $F = \frac{s_{ад}^2}{s_y^2} = 2,6 < F_{(0,05; 2; 54)} = 3,15$, следовательно, построенная линейная модель адекватна [21].

Рассмотрим вопрос о значимости рассчитанных коэффициентов [21]. Найденные значения коэффициентов и оценки их значимости приведены в таблице 3.5.

Проверка адекватности линейной модели выполняется с помощью критерия Фишера [32]. При этом адекватность обоснована, если выполняется неравенство:

$$F = \frac{s_{ад}^2}{s_y^2} < F_{(0,05; n-k; n \cdot m - n)}, \quad (3.26)$$

где $s_{ад}^2 = \frac{\sum_{u=1}^n (\bar{y}_u - y_u)^2}{n - k}$; y_u – расчетное значение отклика в u -м опыте;

$F_{(0,05; n-k; n \cdot m - n)}$ – критерий Фишера при 5%-ном уровне значимости; k – число параметров уравнения регрессии.

Таблица 3.5

Оценка эффектов взаимодействия факторов

№	Коэффициент	Сочетание факторов	Эффект	Значимость
1	β_0	1	0,5935	1,944971
2	β_1	x_1	-0,0176	0,061176
3	β_2	x_2	-0,3859	1,341354
4	β_3	x_3	0,028	0,091759
5	β_4	x_4	-0,0547	0,190132
6	β_{12}	x_{12}	0,0565	0,196389
7	β_{13}	x_{13}	-0,0136	0,047272
8	β_{14}	x_{14}	0,0016	0,005561
9	β_{23}	x_{23}	-0,0156	0,054224
10	β_{24}	x_{24}	0,0351	0,122005
11	β_{34}	x_{34}	-0,0028	0,009733
12	β_{123}	x_{123}	-0,0122	0,042406
13	β_{124}	x_{124}	-0,0051	0,017727
14	β_{134}	x_{134}	0,0012	0,004171
15	β_{234}	x_{234}	0,0014	0,004866
16	β_{1234}	x_{1234}	0,0011	0,003824

Критическое значение распределения Стьюдента для уровня значимости $\alpha = 0,05$ составляет $t_{кр} = 4,3$. Будем поочередно исключать те коэффициенты, значимость которых будет меньше $t_{кр}$. Будем повторять процесс до тех пор, пока не окажется, что все оставшиеся параметры являются значимыми (табл. 3.6).

Определим расчетные значения распределения по формуле:

$$t_j = \left| \hat{\beta}_j \right| / S \sqrt{\sum_{i=1}^n x_{ij}^2} \approx t_{n-k}, \quad (3.27)$$

где n – количество точек, в которых проводился эксперимент; k – число параметров уравнения регрессии; S – оценка полной дисперсии, характеризующая среднее отклонение результатов, полученных по модели, от экспериментальных.

Такой подход позволяет, задавшись уровнем значимости α , проверить гипотезу о равенстве нулю выбранного параметра модели. Если окажется, что значение, полученное по формуле (3.30) меньше критического: $t < t_{\alpha, n-k}$, то гипотеза принимается и мы считаем данный параметр равным нулю, в противном случае гипотеза отклоняется, а параметр считается существенно отличающимся от нуля. После этого придется заново вычислить оценки оставшихся параметров и снова проверить их значимость. Процесс продолжается до тех пор, пока все оставшиеся параметры не будут значимыми, либо модель не перестанет быть адекватной.

Таблица 3.6

Оценка эффектов взаимодействия факторов после исключения
незначущих факторов

№	Коэффициент	Сочетание факторов	Эффект	Значимость
1	β_0	1	0,5935	1,944971
2	β_2	x_2	-0,3859	1,341354
3	β_4	x_4	-0,0547	0,190132
4	β_{24}	x_{24}	0,0351	0,122005

После исключения незначущих факторов была проверена адекватность данной модели $F = \frac{S_{ад}^2}{S_y^2} = 2,8 < F_{(0,05; 2; 54)} = 3,15$, следовательно, модель адекватна [21].

3.4. Сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными

Описанный в предыдущем подразделе эксперимент позволяет проверить модель стекания водной пленки из подраздела 2.2, а именно, границу области охлаждения. На рис. 3.10 приведена расчетная граница области охлаждения при подаче воды стволом А (давление 6 атм., насадок 19 мм, скорость струи 33 м/с) и точки полученные в эксперименте. Анализ показывает, что отклонение экспериментальных точек от теоретической кривой не превосходит 24 %.

При этом под погрешностью понималось отношение расстояния от экспериментальной точки до расчетной кривой и координате по оси u .

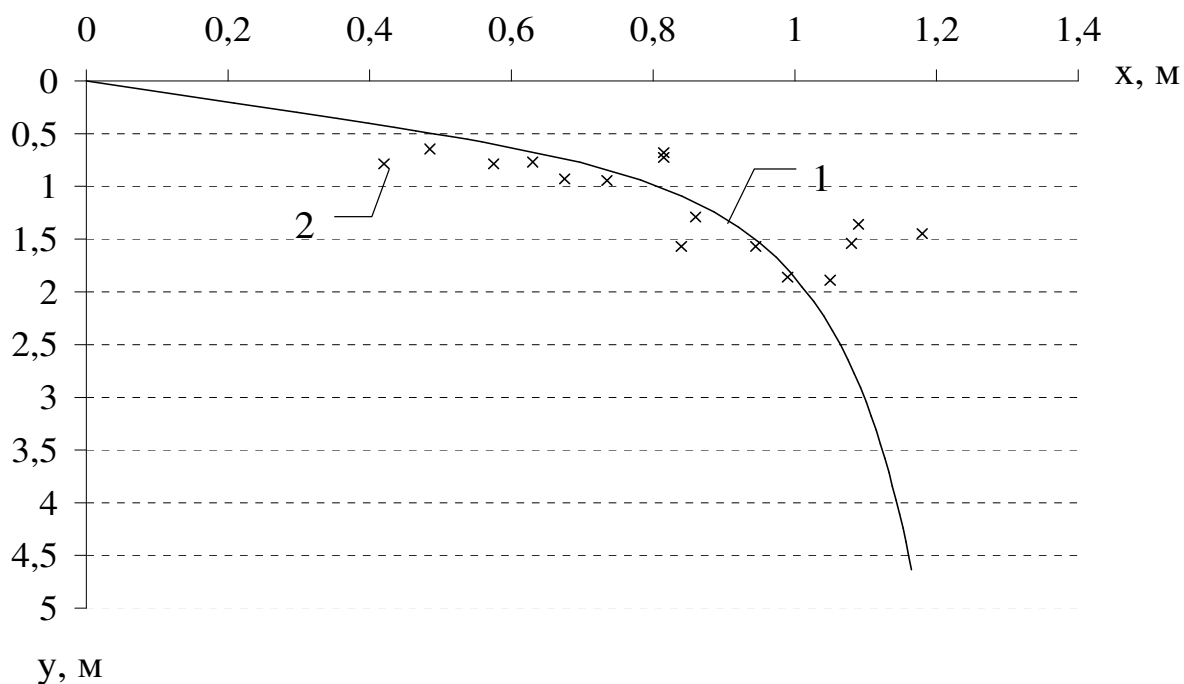


Рис. 3.10. Контур водной пленки после удара струи о стенку: (1 – расчетные значения; 2 – экспериментальные данные)

Построенные математические модели были проверены также на уменьшенной модели резервуара (скорость струи 9,6 м/с, диаметр насадка 4 мм) – рис. 3.11. Сравнение расчетного контура области охлаждения с экспериментальными точками показывает, что погрешность не превосходит 15%.

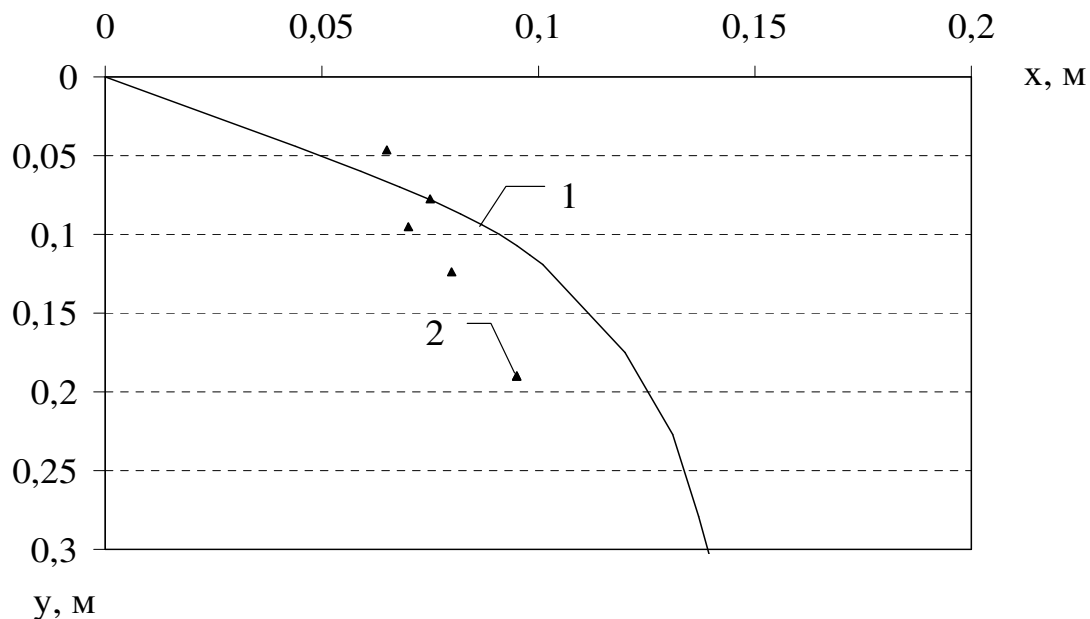


Рис. 3.11. Контур водной пленки после удара струи о стенку 1 – расчетные значения; 2 – экспериментальные данные

3.5. Оценка конвективной теплоотдачи в водную пленку

Для оценки конвективной теплоотдачи в водную пленку была проведена серия экспериментов, которая показала динамику охлаждения стенки горящего резервуара под действием водных струй (рис. 3.12). При проведении эксперимента в качестве модели сухой стенки горящего резервуара использовался стальной лист ($\rho = 7880 \text{ кг/м}^3$, $c_p = 440 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$) толщиной 2 мм, который нагревался до температуры $280 - 300 \text{ }^\circ\text{C}$. В качестве источника нагрева листа использовался горящий бензин в поддоне.

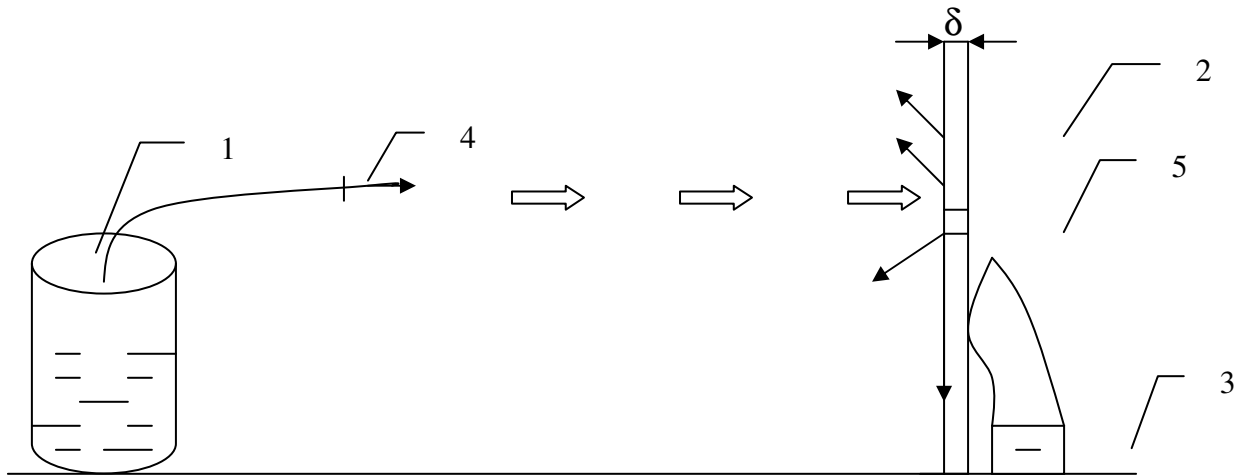


Рис. 3.12. Охлаждение водной струей стальной стенки: 1 – емкость с водой; 2 – стенка; 3 – поддон с горящим бензином; 4 – пожарный ствол; 5 – элементарная площадь стальной стенки

Вода подавалась с помощью насоса и пожарного ствола РС-50 (диаметр насадка 13 мм). Процесс охлаждения проходил при передаче тепла в водную пленку и окружающую среду за счет свободной конвекции и за счет излучения. Температура стенки листа измерялась термопарой (мультиметр ДТ-838) через каждые 5 секунд. Площадь нагрева составляла около $0,25 \text{ м}^2$.

Количество тепла, отдаваемое листом в окружающую среду излучением и конвекцией при отсутствии охлаждения равно:

$$q = q_{\text{изл}} + q_{\text{конв}} \quad (3.28)$$

Количество тепла, отдаваемое листом в окружающую среду излучением, определяется по формуле:

$$q_{\text{изл}} = c_0 \epsilon_c \left(\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right), \quad (3.29)$$

где T_0 – температура окружающей среды, ε_c – степень черноты стали, T – температура листа, $c_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Конвективный теплообмен стального листа с окружающей средой также происходит за счет свободной конвекции и определяется по формуле:

$$q_{\text{конв}} = \alpha_{\text{в}}(T - T_0), \quad (3.30)$$

где $\alpha_{\text{в}}$ – коэффициент конвективной теплоотдачи в окружающую среду.

Запишем уравнение теплового баланса для элементарной площади ΔS стального листа при охлаждении его водными струями:

$$(q - q_{\text{охл}})\Delta S dt = \Delta m c dT, \quad (3.31)$$

где ΔS – элементарная площадка поверхности стального листа, $\Delta m = \Delta V \rho = \Delta S \delta \rho$ – масса элементарной площадки стального листа, c – теплоемкость стали, δ – толщина стального листа, ρ – плотность стали.

Тогда,

$$(q - q_{\text{охл}})\Delta S dt = \rho \delta c dT. \quad (3.32)$$

Преобразуя формулу (3.32) при $T(0) = T_{\text{max}}$, получим:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{\rho \delta c} (q - (T - T_0)\alpha_{\text{охл}}). \quad (3.33)$$

Пусть $\theta = q - (T - T_0)\alpha_{\text{охл}}$, $\theta(0) = q - (T_{\text{max}} - T_0)\alpha_{\text{охл}}$, где T_{max} – максимальная температура, до которой была нагрета стенка.

$$\begin{aligned} \frac{d\theta}{dt} &= -\frac{dT}{dt} \alpha_{\text{охл}}, \\ \frac{dT}{dt} &= -\frac{1}{\alpha_{\text{охл}}} \frac{d\theta}{dt}, \\ \frac{d\theta}{dt} &= -\frac{\alpha_{\text{охл}}}{\rho \delta c}, \\ \theta &= c \cdot \exp\left(-\frac{\alpha_{\text{охл}}}{\rho \delta c} t\right). \end{aligned}$$

Из начальных условий получим:

$$\theta(t) = (q - (T_{\max} - T_0)\alpha_{\text{охл}}) \exp\left(-\frac{\alpha_{\text{охл}}}{\rho\delta c} t\right),$$

$$q - (T - T_0)\alpha_{\text{охл}} = (q - (T_{\max} - T_0)\alpha_{\text{охл}}) \exp\left(-\frac{\alpha_{\text{охл}}}{\rho\delta c} t\right),$$

$$T = T_0 + \frac{q}{\alpha_{\text{охл}}} - \left(\frac{q}{\alpha_{\text{охл}}} - (T_{\max} - T_0)\right) \exp\left(-\frac{\alpha_{\text{охл}}}{\rho\delta c} t\right). \quad (3.34)$$

Входящий в (3.34) коэффициент конвективного теплообмена $\alpha_{\text{охл}}$ оценим по методу наименьших квадратов [42]:

$$\sum_k (T_{\text{эксп}}(t_k) - T(t_k))^2 \rightarrow \min, \quad \alpha_{\text{охл}}$$

где $T_{\text{эксп}}(t_k)$, $T(t_k)$ – температуры в момент времени t_k , полученные в эксперименте и расчетным путем по формуле (3.34).

Сравнение расчетного изменения температуры листа при охлаждении его водными струями с экспериментальными значениями (рис. 3.13) показывает, что погрешность не превосходит 7%.

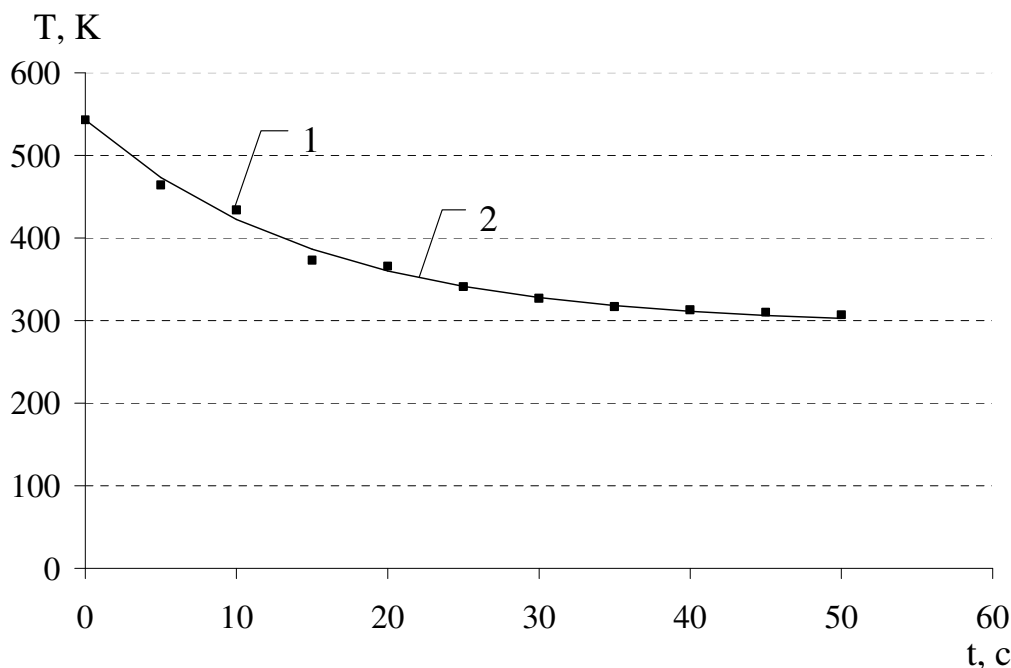


Рис. 3.13. Зависимость изменения температуры стенки листа от времени при ее охлаждении водными струями: 1 – экспериментальные данные; 2 – расчетные значения

Охлаждающее действие водной пленки (коэффициент конвективной теплоотдачи) в заданной точке определяется ее толщиной и скоростью движения. Сравнение этих параметров для стволов А и Б (рис. 3.7-3.8) и уменьшенной модели (рис. 3.14-3.15) показывает, что они принимают

приблизительно равные значения. Это позволяет использовать экспериментально полученные значения коэффициента конвективного теплообмена для пожарных стволов, используемых для охлаждения резервуаров.

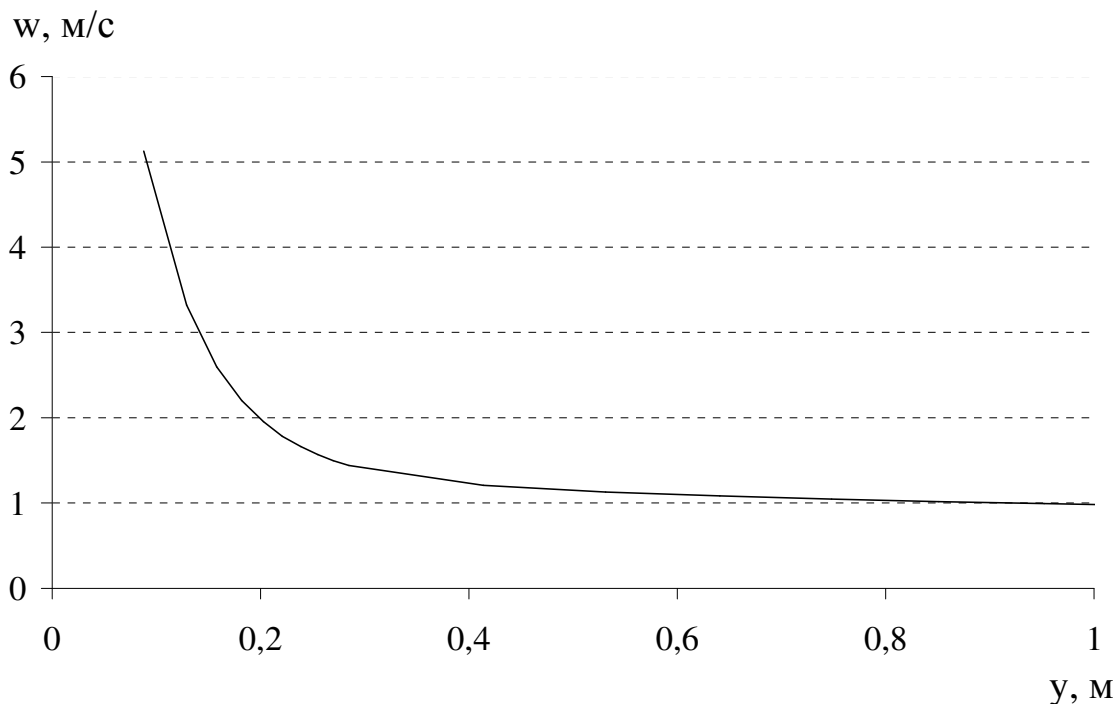


Рис. 3.14. Зависимость скорости движения водной пленки $w(y)$ от расстояния до точки удара струи о стенку

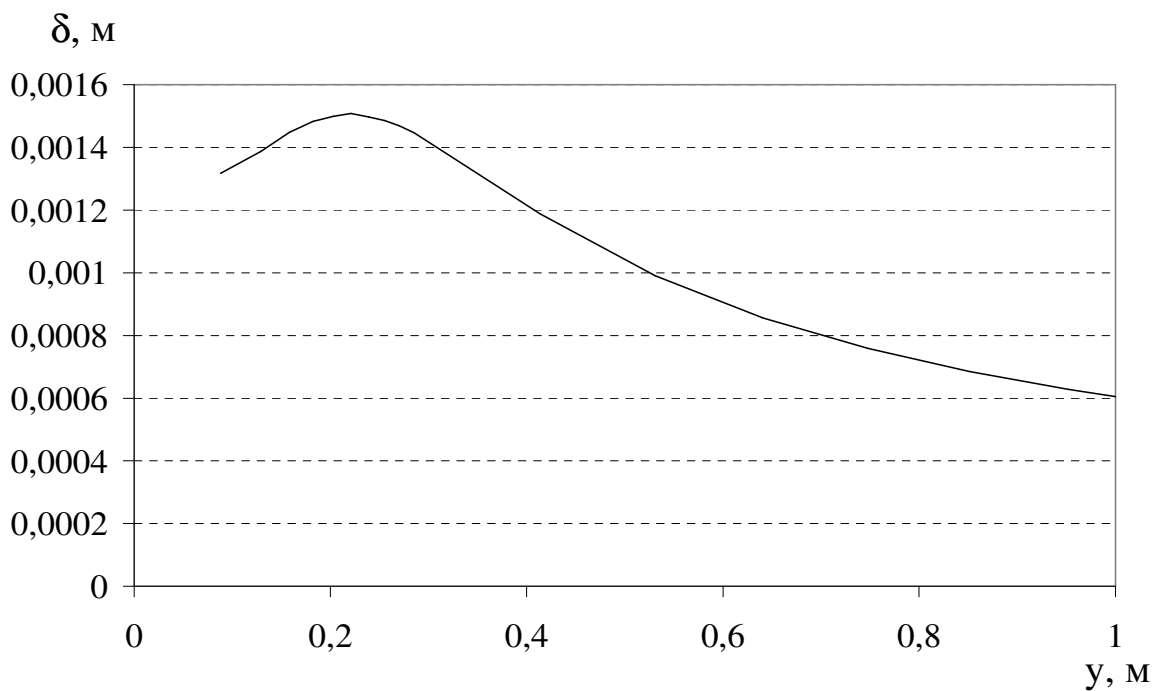


Рис. 3.15. Зависимость толщины водной пленки $\delta(y)$ от расстояния до точки удара струи о стенку

РАЗДЕЛ 4

ОПТИМИЗАЦИЯ ДЕЙСТВИЙ ПОДРАЗДЕЛЕНИЙ МЧС ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ РЕЗЕРВУАРА С ПОМОЩЬЮ ПЕРЕДВИЖНОЙ ТЕХНИКИ

Статистика показывает, что в 30 % случаев пожар в вертикальном стальном резервуаре сопровождается образованием «карманов». Это говорит о недостаточном охлаждении стенок горящего резервуара, вызванным нехваткой сил и средств подразделений МЧС, либо неправильной постановкой боевых задач перед ними.

В данном разделе строится математическая модель охлаждающего действия водной струи на сухую стенку горящего резервуара, используемая для оптимизации сил и средств, участвующих в охлаждении резервуара.

4.1. Математическая модель охлаждения резервуара струями воды

Пусть перед стволом поставлена задача охладить часть стенки резервуара (рис. 4.1).

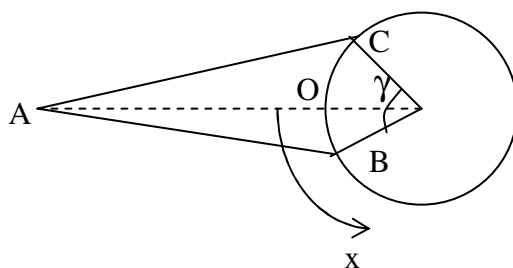


Рис. 4.1. Охлаждение части стенки резервуара стволом: А – точка расположения ствола; ВС – охлаждаемая часть стенки резервуара

Будем предполагать, что ствольщик равномерно охлаждает участок ВС, т. е. управляет стволом так, что струя движется по стенке с постоянной скоростью. При этом ствол направлен так, что струя движется по верхней кромке стенки резервуара.

Оценим долю времени, в течении которого точка с координатами (x, y) будет покрыта водой, где x откладываем вдоль стенки резервуара от точки О против часовой стрелки (рис. 4.1), y – расстояние до верхней кромки стенки резервуара.

В том случае, когда струя воды падает на поверхность резервуара по нормали (точка О), ширина стекающей водной пленки Δx на расстоянии y от верхнего края стенки резервуара может быть оценена на основании решения системы уравнений (3.22)-(3.25) или аппроксимации (3.27). Для определения влияния угла падения струи ϕ на стенку резервуара (рис. 4.2) была проведена дополнительная серия экспериментов. Подача воды осуществлялась с помощью насоса пожарного автомобиля АЦ-40 130 63Б

при постоянном давлении 6 атм стволами РСК-50, РС-70 сплошной струей на вертикальную железную стенку размером $4 \times 6 \text{ м}^2$, угол подачи φ изменялся в диапазоне $0 \dots 60^\circ$.

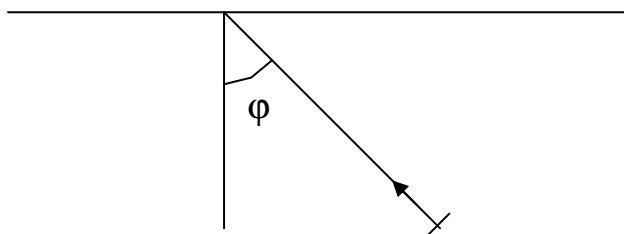


Рис. 4.2. Подача воды пожарным стволом под углом к охлаждаемой поверхности

По результатам проведенных экспериментов была получена зависимость ширины полосы стекания от угла падения φ . Эта зависимость может быть аппроксимирована выражением:

$$\Delta x(y, \varphi) = \Delta x(y, 0) (0,45e^{-0,12\varphi} + 0,55), \quad (4.1)$$

где $\Delta x(y, 0)$ – ширина стекающей водной пленки, при подаче воды по нормали к поверхности ($\varphi = 0$) в точку на расстоянии y от верхней кромки стены резервуара.

Тогда в качестве оценки доли времени, в течение которой точка (x, y) будет покрыта водной пленкой, примем:

$$K_{\text{покр}} = \frac{\Delta x}{L}, \quad (4.2)$$

где $K_{\text{покр}}$ – коэффициент покрытия; L – длина охлаждаемой области – дуга ВС на рис. 4.1:

$$L = R \cdot \gamma,$$

где R – радиус резервуара; γ – угол соответствующей дуге ВС.

4.2. Идентификация коэффициента конвективного теплообмена стенки резервуара с водной пленкой

Коэффициент конвективного теплообмена стенки резервуара со стекающей по ней водной пленкой на основании (4.1) и (4.2) может быть представлен в виде:

$$\alpha_{\text{охл}} = \alpha_{\text{охл}}(K_{\text{покр}}) = \alpha_{\text{охл}} \left(\frac{\Delta x(y, 0)}{R\gamma} (0,45e^{-0,12\varphi} + 0,55) \right), \quad (4.3)$$

где в качестве $\Delta x(y, 0)$ может быть подставлена аппроксимация решения системы дифференциальных уравнений (3.22 – 3.25), описывающих стекание водной пленки после удара струи.

Угол φ между струей и нормалью к поверхности резервуара может быть найден по теореме синусов (рис. 4.3): $\frac{\sin \varphi}{AD} = \frac{\sin \beta}{AB}$

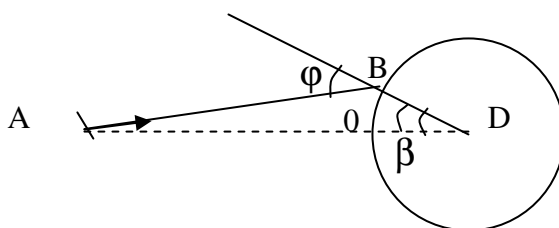


Рис. 4.3. Определение угла падения φ струи на стенку резервуара

Тогда по теореме косинусов:

$$\begin{aligned} AB^2 &= BD^2 + AD^2 - 2BD \cdot AD \cos \beta = \\ &= R^2 + (R + \ell)^2 - 2R(R + \ell) \cos \beta, \end{aligned}$$

где $\ell = AO$ – расстояние от ствола до резервуара. Тогда

$$\sin \varphi = \frac{(R + \ell) \sin \beta}{\sqrt{R^2 + (R + \ell)^2 - 2R(R + \ell) \cos \beta}}.$$

Для выявления зависимости среднего коэффициента конвективной теплоотдачи от стенки резервуара в зависимости от коэффициента покрытия водной пленкой была проведена серия экспериментов, в которых коэффициент покрытия варьировался в диапазоне 0,05..1 (рис. 4.4). Полученные экспериментальные точки могут быть аппроксимированы выражением:

$$\alpha_{\text{охл}} = 197,18 \ln(K_{\text{покр}}) + 1010,9. \quad (4.4)$$

При этом погрешность аппроксимации не превосходит 12%.

Зависимость (4.19) хорошо аппроксимирует экспериментальные данные при $K_{\text{покр}} > 0,05$. Однако эта функция обращается в $-\infty$ при $K_{\text{покр}} = 0$, хотя из физических соображений в этом случае коэффициент теплоотдачи должен быть равен нулю. Поэтому будем аппроксимировать зависимость

коэффициента покрытия с помощью кусочной функции:

$$\alpha_{\text{охл}} = \begin{cases} 197,18 \ln K_{\text{покр}} + 1010,9, & K_{\text{покр}} \geq K_0 \\ a \cdot K_{\text{покр}}, & 0 \leq K_{\text{покр}} < K_0, \end{cases}$$

где параметры K_0 и a подберем так, чтобы функция $\alpha_{\text{охл}}(K_{\text{покр}})$ и ее производная $\alpha'_{\text{охл}}(K_{\text{покр}})$ были непрерывными на отрезке $K_{\text{покр}} \in [0,1]$.

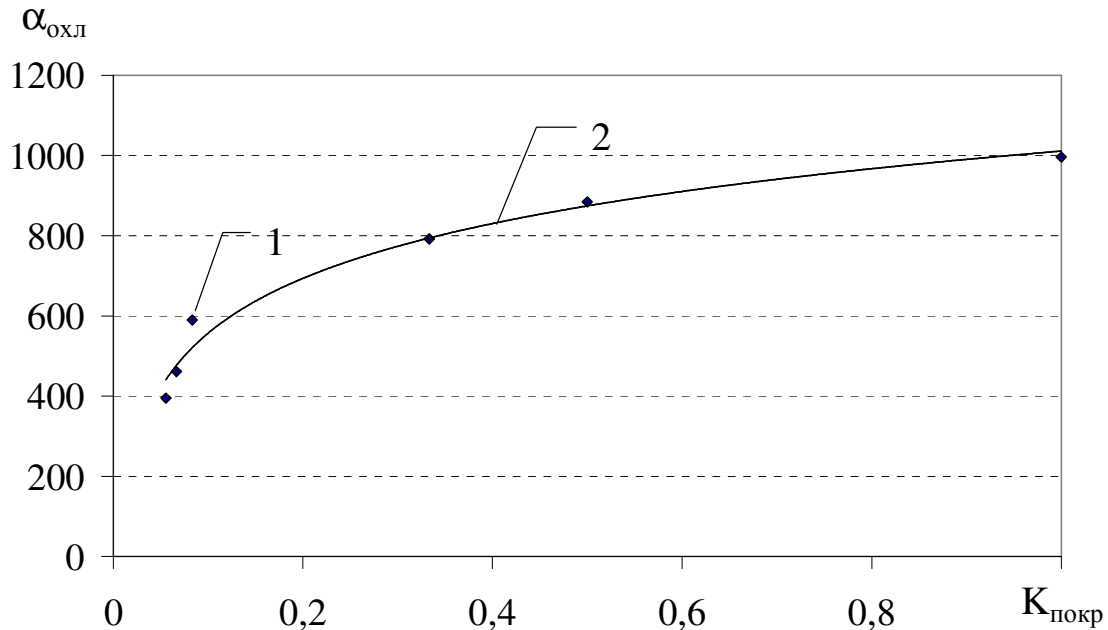


Рис. 4.4. Зависимость изменения температуры стенки листа от времени при ее охлаждении водными струями: 1 – экспериментальные данные; 2 – аппроксимация в виде $\alpha_{\text{охл}} = 197,18 \ln(K_{\text{покр}}) + 1010,9$

Тогда $K_0 = 0,016$; $a = 12221$. Таким образом,

$$\alpha_{\text{охл}} = \begin{cases} 197,18 \ln K_{\text{покр}} + 1010,9, & K_{\text{покр}} \geq 0,016 \\ a \cdot K_{\text{покр}}, & 0 \leq K_{\text{покр}} < 0,016, \end{cases} \quad (4.5)$$

где коэффициент покрытия $K_{\text{покр}}$ определяется из (3.27) и (4.3):

$$K_{\text{покр}} = \frac{x_{\text{max}} \left(1 - \exp\left(-\frac{y}{x_{\text{max}}}\right) \right)}{R\gamma} (0,45e^{-0,12\varphi} + 0,55). \quad (4.6)$$

4.3. Постановка задачи оптимального выбора сил и средств для охлаждения горящего резервуара

В [49] приведены рекомендации по интенсивности подачи воды на охлаждение горящих резервуаров: 0,5 л/м·с. В [35,49] рекомендуется 0,5 л/м·с, а в [54] – 0,8 л/м·с. Такое различие в рекомендациях связано с тем, что они не учитывают таких особенностей пожара, как высота сухой стенки, тип горящего нефтепродукта, коэффициент использования воды и т.д.

Как было показано выше, коэффициент теплоотдачи от стенки горящего резервуара в воду и коэффициент ее использования, зависят от ряда факторов:

- скорости струи в момент удара о стенку резервуара;
- угла падения струи на стенку резервуара;
- интенсивности подачи воды;
- коэффициента покрытия стенки резервуара водной пленкой.

В частности, уменьшение давления в системе подачи воды (уменьшение скорости струи на выходе из ствола) приводит, с одной стороны, к увеличению коэффициента использования воды, а с другой – к уменьшению интенсивности подачи воды. Увеличение количества стволов приводит к увеличению коэффициента покрытия стенки водной пленкой, увеличению коэффициента использования воды (благодаря уменьшению угла падения струи на стенки), но требует большего количества воды. Поскольку опасности деформации и обрушения подвергается именно сухая стенка, то резервуар с меньшим уровнем взлива нефтепродукта (большей высотой сухой стенки) требует большей интенсивности подачи воды и, наконец, на температуру сухой стенки влияет тип горящего нефтепродукта.

В связи с этим возникает задача об оптимальном выборе типа пожарных стволов, используемых для охлаждения резервуара, их количества и давления воды в системе в зависимости от типа резервуара, горящего нефтепродукта и высоты сухой стенки.

Прочностные характеристики стали резко ухудшаются при температуре порядка 400–500°C [35,55]. Однако охлаждение до такой температуры недостаточно, т. к. при таких температурах стенки имеет место пленочное кипение, при котором возникает воздушная прослойка между стенкой и водной пленкой, что приводит к резкому уменьшению коэффициента теплоотдачи и неустойчивости процесса охлаждения [37]. Поэтому в качестве приемлемой будем полагать температуру охлаждаемой стенки $T_{кр} = 150^\circ\text{C}$, при которой пленочного кипения не происходит [63].

Под оптимальным будем понимать такой выбор сил и средств, который бы обеспечивал охлаждение стенки резервуара до приемлемой температуры (не более 150°C) при минимальном значении некоторого критерия.

При решении задачи оптимизации учтем следующие особенности:

1. Струя воды должна достичь верхней кромки стенки резервуара с заданного расстояния.
2. Температура охлаждаемой стенки не должна превосходить 150°C.
3. Средняя по толщине водной пленки температура должна быть ниже температуры кипения
4. Тепловой поток от пожара не должен превосходить критического значения.

Требование 3 связано с тем, что кипение водной пленки приводит к ее отталкиванию от стенки резервуара и уже не обеспечивает достаточного охлаждения.

В качестве критериев оптимальности могут быть приняты следующие критерии:

1. Минимум расхода воды пожарными стволами. Выбор такого критерия продиктован не только экономией воды в случае ее недостатка, но и тем, что скопление использованной воды в обваловании резервуара затрудняет действия подразделений МЧС.

2. Минимум количества личного состава, задействованного на работу со стволами по охлаждению горящего резервуара. Выбор такого критерия может быть продиктован недостатком сил и средств после прибытия первых подразделений МЧС к месту пожара.

3. Минимум количества пожарных автомобилей, обеспечивающих работу стволов. Выбор такого критерия возможен, когда фактором, ограничивающим действия РТП, является количество доступных пожарных автомобилей.

4.3.1. Условие достижения струей воды верхней кромки резервуара

Рассмотрим движение водной струи после выхода из ствола, учитывая только влияние силы тяжести и не учитывая сопротивление воздуха (рис. 4.5).

Рассматривая перемещение вдоль вертикальной и горизонтальной оси, получим, что для попадания струи воды из точки А в точку В необходимо подавать ее под углом α :

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{V_0 + \sqrt{V_0^4 - g^2 L^2 - 2gHV_0^2}}{gL^2}, \quad (4.7)$$

где g – ускорение свободного падения.

Из анализа (4.7) следует, что для существования такого угла, под которым возможна подача из А и В, необходимо чтобы подкоренное выражение в (4.7) было неотрицательным:

$$V_0^2 - g^2 L^2 - 2gHV_0^2 \geq 0.$$

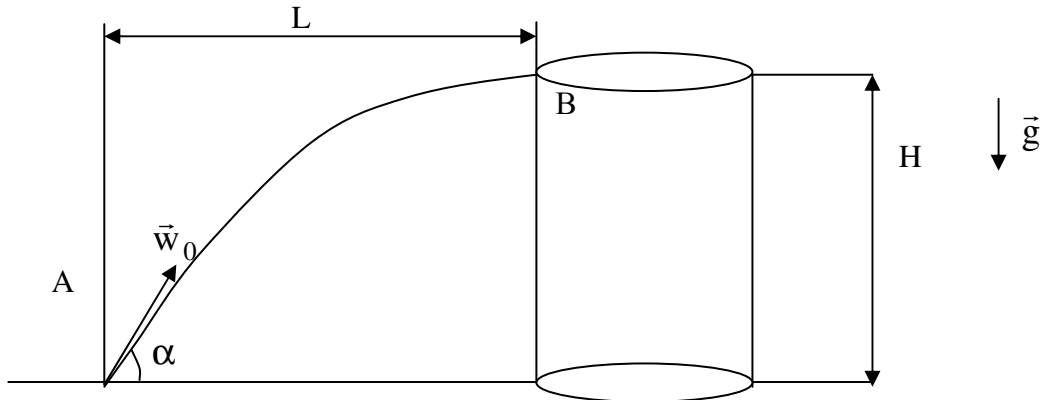


Рис. 4.5. Подача воды на высоту H с расстояния L при скорости выхода из ствола w_0

Решение этого неравенства дает:

$$V_0^2 \geq g(H + \sqrt{H^2 + L^2}). \quad (4.8)$$

С учетом связи между напором воды h_B , задаваемого в метрах и ее скоростью на выходе из ствола, вытекающего из-за сохранения механической энергии:

$$\frac{V_0^2}{2} = gh_B,$$

неравенство (4.8) может быть записано в виде:

$$h_B \geq \frac{1}{2}(H + \sqrt{H^2 + L^2}). \quad (4.9)$$

Неравенство (4.9) определяет условие достижения струей воды верхней кромки резервуара высотой H при ее подаче с расстояния L под напором h_B .

4.3.2. Нагрев воды, стекающей по стенке резервуара

Использование построенной в разделе 2 модели нагрева сухой стенки резервуара позволяет оценить установившуюся температуру сухой стенки резервуара. Для этого достаточно заменить коэффициент теплоотдачи в воздух α_B на коэффициент конвективной теплоотдачи от стенки в водную пленку $\alpha_{\text{охл}}$. При этом распределение температуры по высоте сухой стенки резервуара будет линейным (см. раздел 2):

$$T_c(y) = T_2 + \frac{T_1 - T_2}{h} y, \quad (4.10)$$

где T_1 – температура в нижней части сухой стенки; T_2 – температура верхней кромки сухой стенки; h – высота сухой стенки; y – расстояние от верхней кромки.

В качестве примера на рис. 4.6. приведена зависимость параметров T_1 и T_2 для горящего резервуара РВС – 5000 (диаметр 21 м, высота 15 м) с бензином, охлаждаемого стволами А под напором $h_B = 40$ м с расстояния $L = 9$ м в зависимости от количества стволов при высоте сухой стенки $h = 2,5$ м.

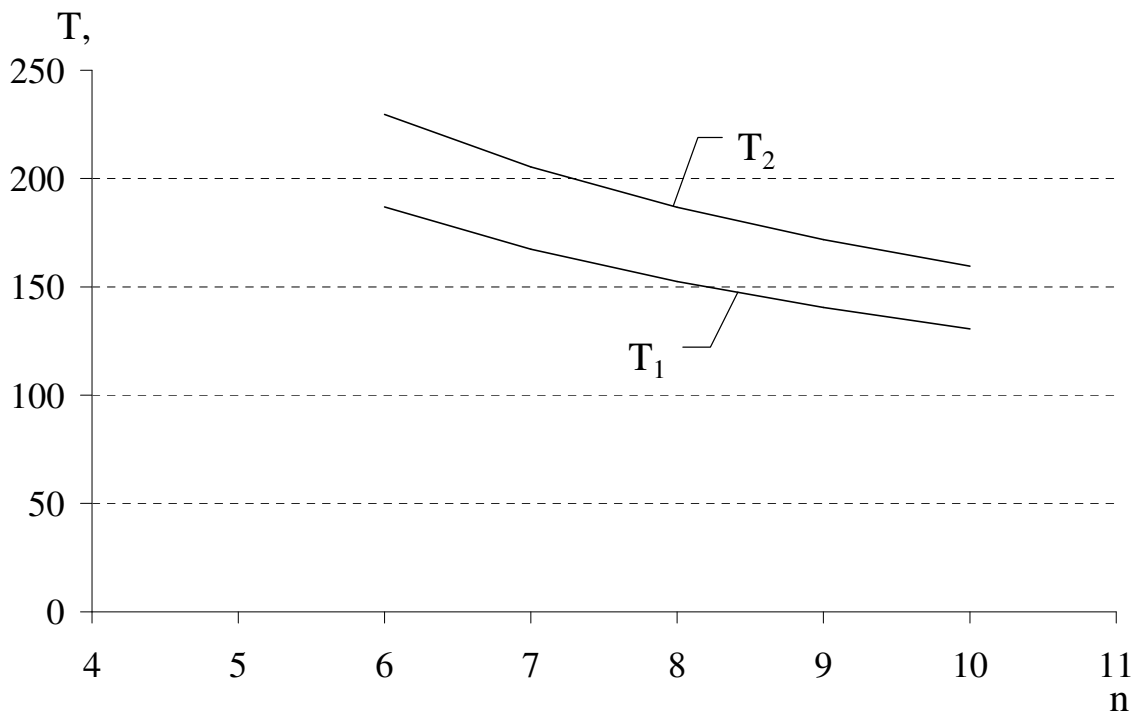


Рис. 4.6. Зависимость параметров T_1 и T_2 для горящего резервуара РВС–5000 с бензином, охлаждаемого стволами А под напором $h_B = 40$ м с расстояния $L = 9$ м, в зависимости от количества стволов n при высоте сухой стенки $h = 2,5$ м

Оценим температуру воды, стекающей по стенке. Для этого рассмотрим элементарный объем воды Δm , толщиной δ и площадью контакта со стенкой ΔS , движущийся с постоянной скоростью w по поверхности, имеющей температуру $T_c(y)$ – рис. 4.7.

Тепловой поток от стенки в рассматриваемый элементарный объем воды составляет:

$$q(y) = \Delta S \alpha (T_c(y) - T), \quad (4.11)$$

где α – коэффициент теплоотдачи; $T(y)$ – температура элементарного объема воды.

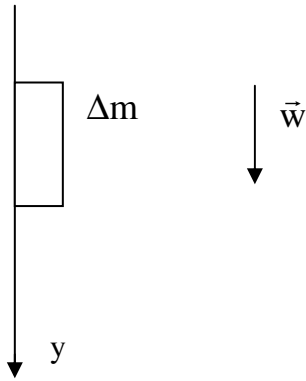


Рис. 4.7. Движение элементарного объема воды по вертикальной поверхности с постоянной скоростью

Полученное тепло идет на увеличение температуры элементарного объема воды на величину:

$$dT = \frac{q}{c\Delta m} dt, \quad (4.12)$$

где c – теплоемкость воды.

Объединяя (4.11) и (4.12), получим:

$$dT = \frac{\Delta S \alpha (T_c(y) - T)}{c\Delta m} dt. \quad (4.13)$$

Для рассматриваемого объема воды можно записать:

$$\Delta m = \rho \Delta V = \rho \Delta S \delta,$$

где ρ , ΔV – плотность и объем рассматриваемого элементарного объема воды.

Толщина водной пленки δ связана со скоростью стекания w , коэффициентом использования $K_{исп}$ и интенсивностью подачи $I, \text{м}^3/\text{с}$, соотношением:

$$\delta = \frac{I \cdot K_{исп}}{w \cdot \pi D},$$

где D – диаметр резервуара. Тогда

$$\Delta m = \frac{\rho \Delta S I K_{\text{исп}}}{w \pi D}. \quad (4.14)$$

Подстановка (4.14) в (4.13) дает:

$$dT = \frac{\alpha \pi D T_c(y) - T}{c \rho I} w dt.$$

Поскольку $w dt$ есть перемещение dy вдоль вертикальной оси, то

$$\frac{dT}{dy} = \frac{\alpha \pi D}{c \rho I} (T_c(y) - T). \quad (4.15)$$

Полученное уравнение определяет температуру воды в зависимости от расстояния y от верхней кромки резервуара. При этом начальное условие будет иметь вид:

$$T(0) = T_0,$$

где T_0 – начальная температура воды.

Введем обозначение:

$$a = \frac{\alpha \pi D}{c \rho I}.$$

Тогда уравнение (4.15) примет вид:

$$\frac{dT}{dy} = a(T_c(y) - T). \quad (4.15)$$

Для его решения воспользуемся методом вариации произвольной постоянной – решим сначала однородное уравнение

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dy} &= -a \cdot T, \\ T &= c_1 \exp(-ay), \end{aligned}$$

где c_1 – произвольная постоянная.

Будем искать решение (4.15) в виде:

$$T(y) = c_1(y) \exp(-ay), \quad (4.16)$$

$$T'(y) = c_1'(y) \exp(-ay) - ac_1(y) \exp(-ay). \quad (4.17)$$

Подставляя (4.16)-(4.17) в (4.15), получим дифференциальное уравнение относительно $c_1(y)$:

$$c_1' \exp(-ay) = aT_c(y).$$

Решая его, получим:

$$c_1(y) = a \int_0^y T_c(y) \exp(ay) dy + c_2, \quad (4.18)$$

где c_2 – произвольная постоянная. Подстановка (4.18) в (4.16) дает:

$$T(y) = \left(a \int_0^y T_c(y) \exp(ay) dy + c_2 \right) \exp(-ay). \quad (4.19)$$

С учетом начального условия $T(y) = T_0$, окончательно получим:

$$T(y) = \left(a \int_0^y T_c(y) \exp(ay) dy + T_0 \right) \exp(-ay).$$

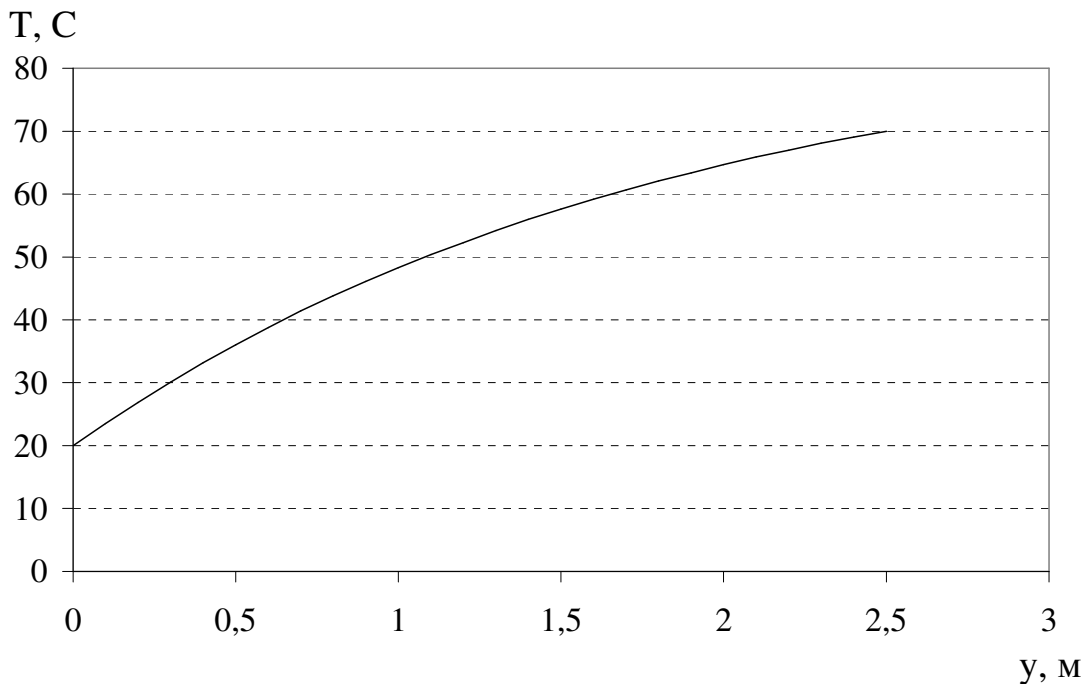


Рис. 4.8. Зависимость температуры стекающей воды от расстояния до верхней кромки резервуара РВС–5000 с горящим мазутом при высоте сухой стенки $h = 2,5$ м при его охлаждении 9 стволами А под напором $h_B = 40$ м

В частности, при линейном распределении температур по стенке вида (4.10) температура в нижней части сухой стенки высотой h будет равна:

$$T = \frac{1}{a}(T_1 a - T_1 + T_2 + (T_1 - T_2(1 + a) + T_0 a)\exp(-a)).$$

В качестве примера на рис. 4.8 приведена зависимость температуры воды от расстояния от верхней кромки резервуара РВС-5000 с горящим мазутом при высоте сухой стенки $h = 2,5$ м при его охлаждении 9 стволами А под напором $h_b = 40$ м.

Зависимость на рис. 4.8 построена в предположении о том, что пленочного кипения не происходит.

4.3.3. Тепловой поток от горящего резервуара

Плотность теплового потока q от горящего резервуара будет определяться двумя составляющими:

$$q = q_\phi + q_c.$$

где q_ϕ – плотность теплового потока от факела; q_c – плотность теплового потока от нагретых стенок резервуара.

В соответствии с законом Стефана-Больцмана [78]:

$$q_\phi = \varepsilon_\phi \varepsilon c_0 \left(\left(\frac{T_\phi}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right) \Psi_\phi,$$

где ε_ϕ , T_ϕ – степень черноты и температура факела; T_0 – температура окружающей среды; Ψ_ϕ – коэффициент взаимного облучения.

Задавая форму факела в виде наклоненного конуса и вычисляя интеграл (4.19) численно (например, методом Гаусса) найдем значение Ψ_ϕ :

$$\Psi_\phi = \frac{1}{\pi \Delta} \iint \frac{n_x(x_0 - x) + n_y(y_0 - y) + n_z(z_0 - z)}{[(x_0 - x)^2 + (y_0 - y)^2 + (z_0 - z)^2]^2} \times \\ \times [A(x - x_0) + B(y - y_0) + C(z - z_0)] dudv, \quad (4.20)$$

где поверхность факела задается в параметрическом виде:

$$\begin{cases} x = x(u, v) \\ y = y(u, v) \\ z = z(u, v) \\ (u, v) \in \Delta \end{cases}, \quad (4.21)$$

$$A = \frac{\partial y}{\partial u} \cdot \frac{\partial z}{\partial v} - \frac{\partial z}{\partial u} \cdot \frac{\partial y}{\partial v}; B = \frac{\partial z}{\partial u} \cdot \frac{\partial x}{\partial v} - \frac{\partial x}{\partial u} \cdot \frac{\partial z}{\partial v}; C = \frac{\partial x}{\partial u} \cdot \frac{\partial y}{\partial v} - \frac{\partial y}{\partial u} \cdot \frac{\partial x}{\partial v};$$

(n_x, n_y, n_z) – нормальный вектор к облучаемой поверхности.

Найдем теперь плотность теплового потока от сухих стенок резервуара.

С учетом неравномерного нагрева сухой стенки резервуара тепловой поток от нее будет иметь вид:

$$q_c = \frac{c_0 \varepsilon_\phi \varepsilon}{\pi} \iint_{\Delta} \left(\left(\frac{T_c(u, v)}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right) \frac{n_x(x_0 - x) + n_y(y_0 - y) + n_z(z_0 - z)}{\left[(x_0 - x)^2 + (y_0 - y)^2 + (z_0 - z)^2 \right]^{3/2}} \times \\ \times [A(x - x_0) + B(y - y_0) + C(z - z_0)] dudv, \quad (4.22)$$

где излучающая поверхность резервуара задана в параметрическом виде (4.20); ε_c – степень черноты стали.

Совмещая начало координат с центром основания резервуара, запишем уравнение нагретой стенки резервуара в виде:

$$\begin{cases} x = R \cos v \\ y = R \sin v \\ z = u \\ H - h \leq u \leq H \\ 0 \leq v \leq 2\pi \end{cases}, \quad \begin{cases} A = R \cos v \\ B = R \sin v \\ c = 0 \end{cases}. \quad (4.23)$$

Подставляя (4.22) в (4.21), получим:

$$q_c = \frac{c_0 \varepsilon_c \varepsilon}{\pi} \int_{H-h}^H du \left(\left(\frac{T_c(u)}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right) \int_{v_1}^{v_2} dv \times \\ \times \frac{n_x(x_0 - R \cos v) + n_y(y_0 - R \sin v) + n_z(u - z_0)}{\left[(x_0 - R \cos v)^2 + (y_0 - R \sin v)^2 + (z_0 - u)^2 \right]^{3/2}} \times \\ \times [R^2 - R(x_0 \cos v + y_0 \sin v)], \quad (4.24)$$

где пределы интегрирования выбраны так, чтобы множитель в числителе в квадратных скобках был положителен.

Вычисляя интеграл в (4.23) численно (например, методом Гаусса), найдем плотность теплового потока от разогретых стенок резервуара.

Суммарное значение плотности теплового потока q будет определять необходимые средства защиты для ствольщиков, задействованных для охлаждения резервуара (табл. 4.1) [49].

Таблица 4.1

Средства защиты личного состава подразделений МЧС в зависимости от плотности теплового потока

Плотность теплового потока, q , кВт/м ²	Средства защиты
3,0	без защиты
4,2	боевая одежда и каски с защитным стеклом
7,0	боевая одежда и каски с защитным стеклом
8,5	боевая одежда, смоченная водой и каски с защитным стеклом
10,5	боевая одежда, смоченная водой, каски с защитным стеклом и под защитой распыленных струй

Таким образом, оценка плотности теплового потока позволяет определить безопасные зоны для развертывания сил и средств и средства защиты для личного состава, участвующего в локализации и ликвидации пожара.

4.4. Алгоритм выбора оптимальных средств и условий подачи воды для охлаждения горящего резервуара

Для вертикального стального резервуара заданного типа и с заданным нефтепродуктом определим такие условия подачи (количество и тип стволов, напор воды, расстояние до резервуара), которые бы обеспечивали минимум выбранного критерия и выполнение условий 1-4, приведенных в разделе 4.3. С целью упрощения будем полагать, что все стволы расположены на равном расстоянии от резервуара в вершинах правильного n -угольника.

С математической точки зрения это означает следующую задачу оптимизации:

$$F(n, d, h_B) \rightarrow \min, \quad (4.25)$$

$$h_B \geq \frac{1}{2} \left(H + \sqrt{H^2 + L^2} \right), \quad (4.26)$$

$$\cos \frac{\pi}{n} \geq \frac{R}{R + \ell}, \quad (4.27)$$

$$T_c(\ell, n, d, h_B, D, H, h, T_\phi, \epsilon_\phi) \leq T_{c.кр.}, \quad (4.28)$$

$$T_B(\ell, n, d, h_B, D, H, h, T_\phi, \epsilon_\phi) \leq T_{кип.}, \quad (4.29)$$

$$q(\ell, n, d, h_B, D, H, h, T_\phi, \epsilon_\phi) \leq q_{кр.}, \quad (4.30)$$

где ℓ – расстояние от резервуара до ствола; n – количество стволов; d – диаметр насадка; h_B – напор воды; D, H – диаметр и высота охлаждаемого резервуара; T_ϕ, ϵ_ϕ – температура и степень черноты факела, определяющие тепловой поток к сухой стенке резервуара; $T_{c.кр.}$ – критическое значение температуры сухой стенки ($T_{c.кр.} = 150^\circ\text{C}$); $T_{кип.} = 100^\circ\text{C}$ – температура кипения воды; $q_{кр.}$ – критическое значение плотности теплового потока от пожара в точке, где расположен ствол; T_c – температура стенки резервуара; T_B – температура воды, стекающей по стенке резервуара; q – плотность теплового потока от пожара в точке, где размещен пожарный ствол.

В частности при выборе в качестве критерия оптимизации минимума расхода воды целевая функция (4.25) имеет вид:

$$F = n \cdot Q(d, h_B),$$

где Q – расход воды пожарным стволом (табл. 4.2).

Таблица 4.2

Расход воды пожарными стволами

Ствол	Диаметр ствола, мм	Напор воды, м		
		20	40	60
Лафетный	25	9,7	13,6	21
А	19	5,4	7,4	9
Б	13	2,7	3,7	4,5

Ограничение (4.26) соответствует условию досягаемости водой верхней кромки резервуара. Ограничение (4.27) обусловлено геометрическими соображениями (рис.4.3): максимально возможный угол β (т.е. минимально возможное значение $\cos\beta$) достигает при $\psi = \frac{\pi}{2}$.

Ограничение (4.28) описывает требование о том, что температура стенки не должна превышать величины $T_{c,кр.} = 150^{\circ}\text{C}$. При этом зависимость температуры стенки от расстояния y до ее верхней кромки (см. раздел 2) имеет вид:

$$T_c(y) = T_2 + \frac{T_1 - T_2}{h} y, \quad (4.30)$$

где h – высота сухой стенки, а параметры T_1, T_2 определяются из модели нагрева сухой стенки горящего резервуара (раздел 2).

Ограничение (4.29) соответствует условию о том, что средняя температура стекающей воды не должна быть выше температуры кипения. При этом зависимость температуры воды от расстояния от верхней кромки стенки резервуара имеет вид (4.19).

Ограничение (4.30) накладывает требования на допустимую плотность теплового потока, приходящегося на ствольщиков. Как следует из табл. 4.1, при плотности теплового потока менее $7,0 \text{ кВт/м}^2$ работа ствольщиков не требует защиты водяной завесой. В противном случае такая защита нужна, и к целевой функции (4.25) должно быть добавлено слагаемое, равное расходу воды на защиту ствольщиков. Поэтому при решении задачи оптимизации 5 вначале следует решить задачу (4.25)-(4.30), т.е. (без ограничения на плотность теплового потока) защиты ствольщиков водяной завесой, а затем при (4.25)-(4.29), добавив при этом в целевую функцию слагаемое, равное расходу воды на защиту ствольщиков водяной завесой:

$$F = n \cdot Q(d, h_v) + nQ_{защ},$$

где $Q_{защ}$ – расход воды на защиту одного ствола.

После этого необходимо сравнить решение этих двух задач и выбрать решение, обеспечивающее меньший расход воды.

Особенностью задачи оптимизации (4.26)-(4.30) является то, что множество значений, которые могут принимать оптимизируемые величины n, h, d_v дискретно: n – целые числа (из геометрических соображений $n \geq 3$); d, h_v – определяются таблицей 4.2. Четвертый параметр ℓ может принимать любое положительное значение. Кроме того ограничение (4.26)-(4.30) не линейны. В связи с этим применение классических методов оптимизации (метод наискорейшего спуска, метод Ньютона и др.) не представляется возможным. С другой стороны, малое количество допустимых значений параметров n, h, d_v позволяет осуществить полный перебор, определяя для каждой такой тройки оптимальное значение ℓ .

Это может быть выполнено следующим образом. Поскольку ℓ не входит в целевую функцию (4.25), а только в ограничение задачи, то

достаточно выбрать любое ℓ , которое бы удовлетворяло неравенствам (4.26)-(4.30). Для этого будем перебирать значения от

$$\ell_1 = \frac{R}{\cos \frac{\pi}{n}} - R \quad (4.31)$$

до

$$\ell_2 = \sqrt{(2h_B - H)^2 - H^2} \quad (4.32)$$

с шагом $\Delta\ell$. Здесь (4.31) определяется ограничением (4.28), а (4.32) – ограничением (4.27). Величину шага целесообразно выбирать порядка 1м. Это с одной стороны не потребует большого объема вычислений, а с другой – если и будет пропущено значение ℓ^* , обеспечивающее выполнение условий (4.26)-(4.30), то практического применения оно не имеет, т.к. невозможно обеспечить такую точность расположения стволов.

Таким образом, алгоритм решения задачи оптимизации (4.25)-(4.30) может быть представлен схемой, приведенной на рис. 4.9.

В качестве примера рассмотрим выбор сил и средств для охлаждения горящего резервуара РВС-5000. В таблицах 4.3-4.5 приведен результат работы алгоритма для различных нефтепродуктов (бензин, нефть, мазут) и различных уровней взлива (высота сухой стенки 2,5-7,5 м).

Таблица 4.3

Выбор сил и средств для охлаждения горящего резервуара РВС-5000 по критерию минимизации расхода воды в зависимости от условий горения

Вид нефтепродукта	Высота сухой стенки, м	Тип ствола	Напор, м	Кол-во стволов	Расстояние, м	Расход воды, л/с	Интенсивность подачи воды л/(м ² ,с)	Кол-во личного состава	Кол-во автомобилей
Бензин	2,5	А	40	11	6-18	81,4	1,23	30	10
	5	А	40	10	6-18	74	1,12	20	5
	7,5	Б	40	10	6-18	37	0,56	10	3
Нефть	2,5	Б	60	10	15	45	0,68	10	3
	5	Б	40	9	9-18	29,6	0,44	9	3
	7,5	Б	40	6	9-18	22,2	0,33	6	2
Мазут	2,5	Б	40	8	9-18	29,6	0,44	8	2
	5	Б	40	6	9-18	22,2	0,33	6	2
	7,5	Б	40	4	18	14,8	0,22	4	1

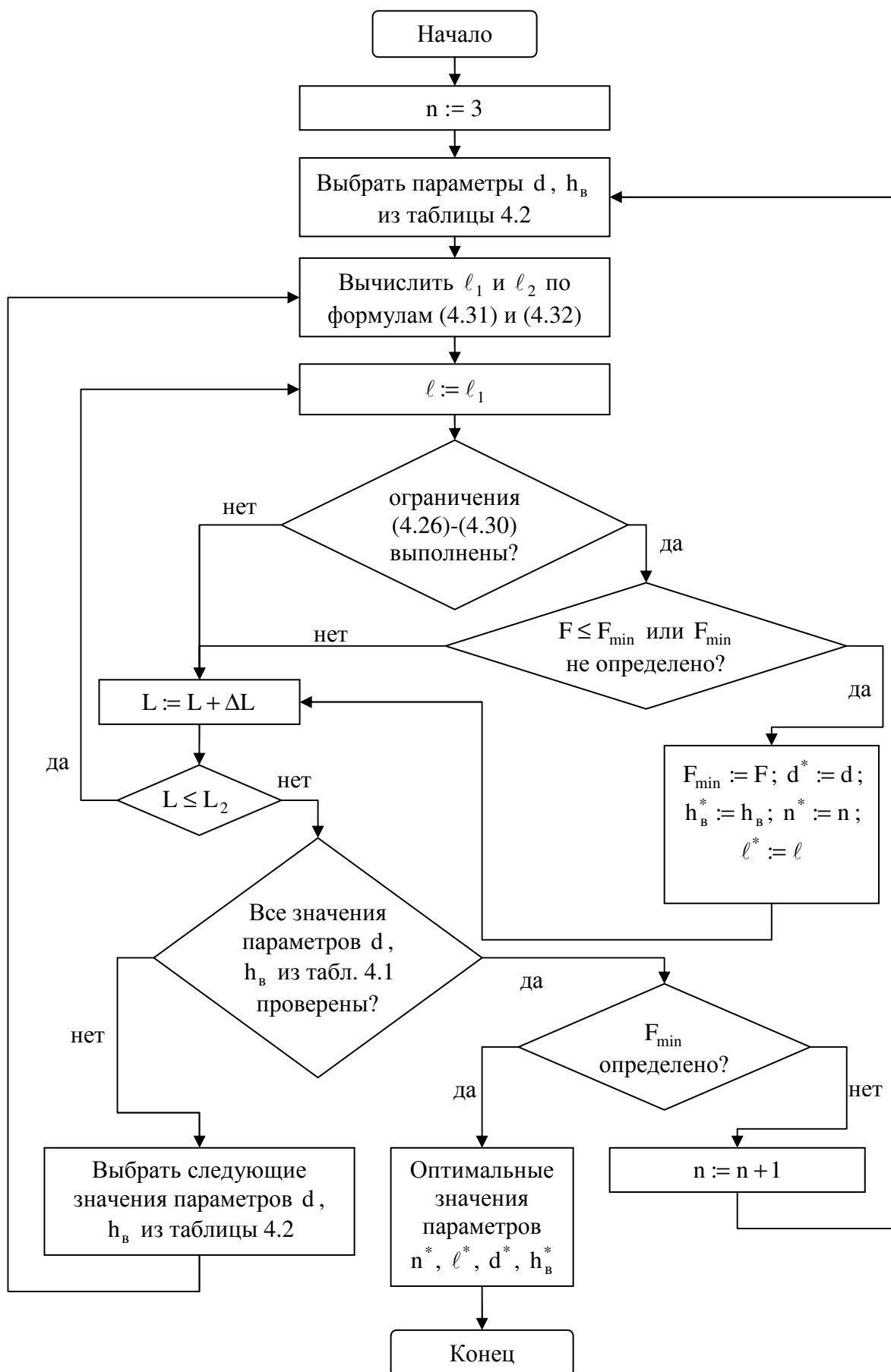


Рис. 4.9. Алгоритм решения задачи оптимизации

В качестве критерия оптимизации в таблицах 4.3-4.5 выбирались соответственно минимальный расход воды, минимальное количество личного состава, задействованного на работу со стволами (из расчета 1 человек на ствол Б, 2 человека на ствол А, 3 человека на лафетный ствол) [49], минимальное количество пожарных автомобилей, обеспечивающих работу стволов (с учетом того, что автомобиль АЦ – 40 130 63 Б обеспечивает работу 1 лафетного ствола или 2 стволов А или 4 стволов Б).

Таблица 4.4

Выбор сил и средств для охлаждения горящего резервуара РВС-5000 по критерию минимального использования личного состава в зависимости от условий горения

Вид нефтепродукта	Высота сухой стенки, м	Тип ствола	Напор, м	Кол-во стволов	Расстояние, м	Расход воды, л/с	Интенсивность подачи воды л/(м ² ,с)	Кол-во личного состава	Кол-во автомобилей
Бензин	2,5	А	40	11	6-18	81,4	1,23	30	9
	5	А	40	10	9-18	74	1,12	20	5
	7,5	Б	40	10	6-18	37	0,56	10	3
Нефть	2,5	Б	60	10	15	45	0,68	10	3
	5	А	60	4	18	36	0,54	8	2
	7,5	Б	40	6	9-18	22,2	0,33	6	2
Мазут	2,5	Б	40	8	9-18	29,6	0,44	8	2
	5	Б	40	6	9-18	22,2	0,33	6	2
	7,5	Б	40	4	18	14,8	0,22	4	1

При этом во всех случаях плотность теплового потока от горящего резервуара не превосходит $7,0 \text{ кВт/м}^2$, что позволяет работать ствольщикам без защиты водяными струями (табл. 4.1). Наиболее сложным в этом отношении является горение бензина при низком уровне взлива, например, при высоте сухой стенки 7,5 м плотность теплового потока на ствольщиков, расположенных на расстоянии 6-12 м от резервуара, составляет порядка $7,0 \text{ кВт/м}^2$. В этом случае на начальном этапе (т.е. до тех пор пока стенка горящего резервуара не охлаждается) необходимо обеспечить водяную завесу для защиты ствольщиков.

Таблица 4.5

Выбор сил и средств для охлаждения горящего резервуара РВС-5000 по критерию минимального количества использования пожарных автомобилей в зависимости от условий горения

Вид нефтепродукта	Высота сухой стенки, м	Тип ствола	Напор, м	Кол-во стволов	Расстояние, м	Расход воды, л/с	Интенсивность подачи воды л/(м ² ,с)	Кол-во личного состава	Кол-во автомобилей
Бензин	2,5	А	40	11	6-18	81,4	1,23	30	10
	5	А	40	10	6-18	74	1,12	20	5
	7,5	Б	40	10	6-18	37	0,56	10	3
Нефть	2,5	Б	60	10	15	45	0,68	10	3
	5	А	60	4	18	36	0,54	8	2
	7,5	Б	40	6	9-18	22,2	0,33	6	2
Мазут	2,5	Б	40	8	9-18	29,6	0,44	8	2
	5	Б	40	6	9-18	22,2	0,33	6	2
	7,5	Б	40	4	18	14,8	0,22	4	1

Анализ результатов выбора оптимальных сил и средств для охлаждения резервуара РВС-5000, приведенных в таблицах 4.3-4.5, показывает, что интенсивность подачи воды на охлаждение горящего резервуара составляет 0,22 – 1,1 л/м·с и зависит от вида нефтепродукта и высоты сухой стенки. При этом горючие жидкости с меньшей удельной теплотой пожара (мазут – $21,2 \cdot 10^6$ Дж/м²·мин; нефть – $42,8 \cdot 10^6$ Дж/м²·мин; бензин – $105 \cdot 10^6$ Дж/м²·мин) требуют меньшей интенсивности подачи воды на охлаждение. Уменьшение высоты сухой стенки (увеличение уровня разлива) приводит к большей температуре ее нагрева и, следовательно, требует большей интенсивности охлаждения.

Существующий на сегодня нормативный документ, определяющий действия подразделений МЧС при локализации и ликвидации пожара в резервуарном парке [54], рекомендует интенсивность подачи воды на охлаждение равную 0,8 л/м·с.

Учет особенностей горения (вид нефтепродукта и высота сухой стенки) позволяет в ряде случаев сократить расход воды (рис. 4.10).

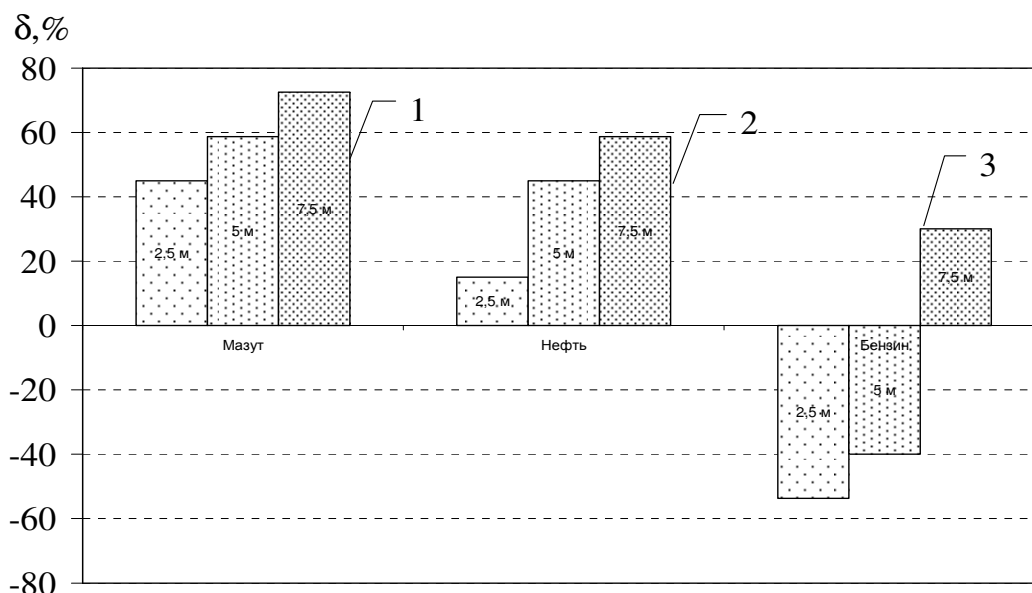


Рис. 4.10. Сокращение расхода воды на охлаждение горящего резервуара в зависимости от высоты сухой стенки и вида нефтепродукта: 1 – мазут; 2 – нефть; 3 – бензин

Сокращение количества сил и средств, задействованных на охлаждение горящего резервуара, позволяет переключить их на охлаждение соседних резервуаров. Это особенно важно для резервуаров с нефтью, для которых нагрев сухих стенок до температуры самовоспламенения паров нефти может привести к взрыву, т. к. концентрация паров нефти в газоздушном пространстве резервуаров типа РВС большую часть года находится между нижним и верхним концентрационными пределами распространения пламени [35]. Особое внимание следует обратить на охлаждение горящих резервуаров с бензином (рис. 4.10). При высоте сухой стенки 5 м и менее нормативной интенсивности охлаждения $0,8 \text{ л/м} \cdot \text{с}$ оказывается недостаточно. В частности, при высоте сухой стенки 2,5 м при горении бензина в резервуаре РВС-5000 при нормативной интенсивности охлаждения $0,8 \text{ л/м} \cdot \text{с}$, обеспечиваемой 5 лафетными стволами с напором 60 м (фактическая интенсивность $1,1 \text{ л/м} \cdot \text{с}$), расчеты по построенным моделям дают температуру сухой стенки 302°C . Это значение превосходит критическое значение температуры, выше которого имеет место пленочное кипение (150°C [63]). С учетом смены режима кипения, приводящего к снижению теплоотдачи от стенок резервуара на порядок [63], температура сухих стенок резервуара оказывается равной не 302°C , а более 600°C . В результате может произойти деформация стенки резервуара, приводящая к образованию изолированных зон горения, подача пены в которые будет затруднена. Действительно, как показывает анализ статистики пожаров, в 30% случаев пожары в резервуарах сопровождались образованием таких изолированных зон горения.

Нормативные документы [54,76], а также источники [49,35,43], определяя нормативную интенсивность подачи воды на охлаждение

горящего резервуара не дают рекомендаций относительно выбора средств и условий подачи воды, т.е. типа стволов (лафетный, А, Б) и напора воды. В то же время увеличение интенсивности охлаждения можно достичь как путем увеличения количества стволов, так и увеличением его диаметра или напором воды. В качестве примера на рис. 4.11 приведено относительное увеличение δ_α коэффициента теплоотдачи от стенки резервуара в воду в зависимости от относительного увеличения интенсивности подачи воды δ_I при различных методах ее увеличения. В качестве базового было выбрано охлаждение резервуара РВС-5000 с помощью 4-х стволов Б под напором 40 м.

Анализ зависимостей, приведенных на рис. 4.11, показывает, что в данном случае более эффективным является увеличение количества стволов. Увеличение интенсивности подачи воды за счет увеличения напора имеет ограниченные возможности, т.к. увеличение скорости водяной струи приводит к снижению коэффициента использования воды, вызванному ее большому отскоку при ударе о стенку. Увеличение диаметра ствола также дает меньший эффект по сравнению с увеличением их количества, – увеличение расхода воды в 2 раза при переходе от ствола Б к стволу А ведет к увеличению области охлаждения на 10 % (экспериментальные исследования – раздел 3), хотя и приводит к росту коэффициента теплоотдачи в охлаждаемой области.

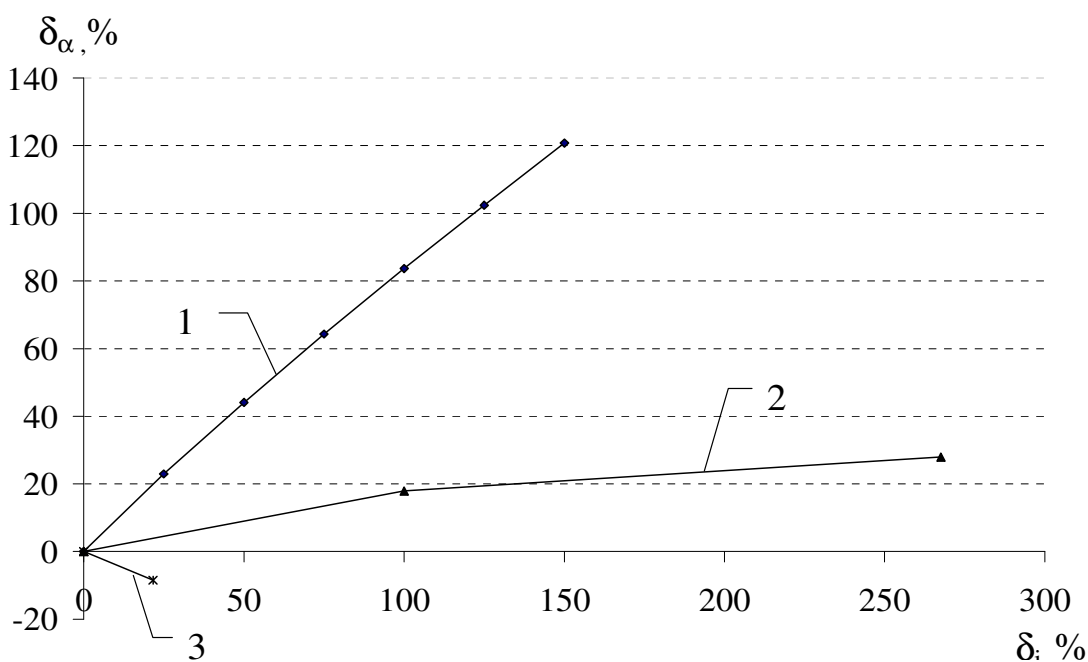


Рис. 4.11. Относительное увеличение коэффициента теплоотдачи в зависимости от относительного увеличения интенсивности подачи воды на охлаждение при различных методах ее увеличения: 1 – увеличение количества стволов; 2 – увеличение диаметра насадка; 3 – увеличение напора

Как показал анализ (табл. 4.3-4.5) более эффективным (в смысле расхода воды, привлекаемого личного состава и необходимого количества

пожарных автомобилей) является, как правило, использование большего количества стволов с меньшим диаметром и меньшим напором. При этом минимальное значение напора ограничивается необходимостью достижения струей воды верхней кромки резервуара, а минимальный диаметр ствола – существующими техническими средствами и количеством личного состава (т.к. любой ствол потребует привлечения не менее одного человека).

4.5. Программная реализация моделей и алгоритмов

Разработанные в предыдущих разделах модели горения резервуара с нефтепродуктом, включающие вычисление тепловых потоков, расчет нагрева горящих резервуаров, требуют значительных вычислительных затрат. Моделирование локализации пожара, требующее определение температуры сухой стенки резервуара с учетом охлаждения ее водой из пожарных стволов и определение безопасных мест для их размещения с учетом теплового потока достаточно трудоемко. Поэтому изложенные выше модели и алгоритмы были реализованы в виде программного комплекса, позволяющего автоматизировать работу по выявлению наиболее пожароопасных направлений и вариантов развития пожара, принятие мер по его локализации с учетом наименьшей опасности для личного состава. Программная реализация проведена для операционной системы Windows. Внешний вид программы приведен на рисунке 4.11.

Программный комплекс позволяет:

- графически отображать схему резервуарного парка, вводить параметры резервуаров и нефтепродуктов;
- сохранять введенную информацию в файле;
- вычислять температуры сухой стенки горящего резервуара как с учетом охлаждения ее пожарными стволами, так и без него;
- вычислять тепловые потоки от горящего резервуара и отображать их графически;
- сохранять результаты в файл или выводить их на принтер.

Функционально программа состоит из двух частей: графической подсистемы ввода и визуализации данных; подсистемы моделирования. Подсистема моделирования включает в себя описанные выше модели горения резервуара с нефтепродуктом. Графическая подсистема предназначена для визуального построения плана резервуарного парка, указания характеристик нефтепродукта, задания пожарной ситуации. Она позволяет также в наглядном виде получить результаты моделирования: тепловые потоки от горящих резервуаров, распределения температур по сухой стенке горящего резервуара в зависимости от уровня разлива, вида нефтепродукта и др.

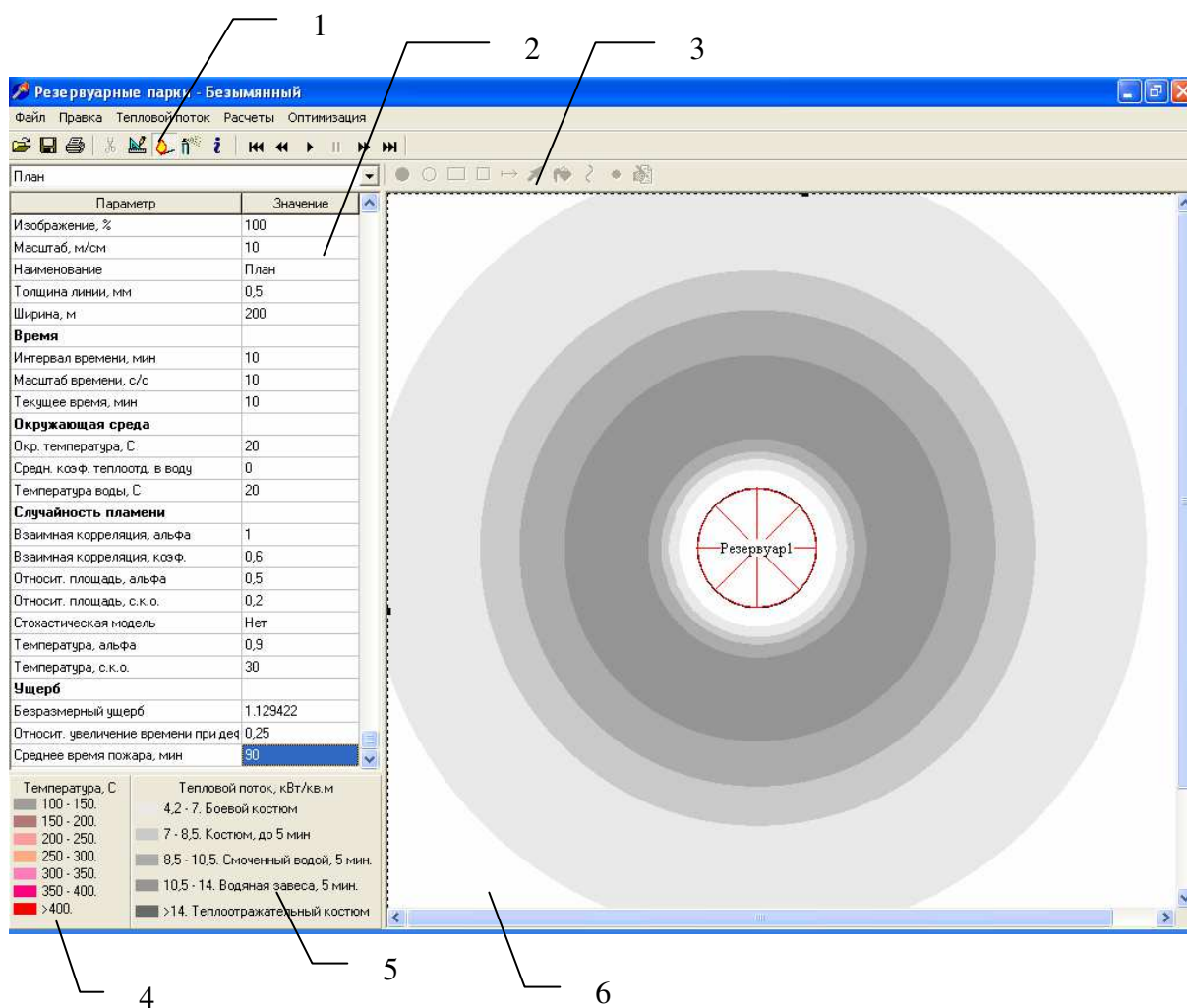


Рис. 4.11. Внешний вид программного комплекса: 1 – панель команд; 2 – редактор объектов; 3 – панель инструментов; 4 – соответствия цветов диапазонам температур; 5 – соответствия цветов диапазонам теплового потока; 6 – графическое отображение схемы резервуарного парка

Использование данного программного комплекса целесообразно для разработки карточки тушения пожара и в ходе штабных учений.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Дальнейшее развитие получила математическая модель нагрева горящего резервуара с нефтепродуктом под тепловым воздействием пожара. Особенностью построенной модели является учет неравномерного нагрева сухой стенки горящего резервуара. Данная модель учитывает теплообмен излучением и конвекцией с факелом и окружающим пространством. Модель позволяет найти распределение температур по сухой стенке резервуара в произвольный момент времени. Показано, что распределение температуры по высоте сухой стенки носит линейный характер.

Впервые построена модель взаимодействия водной струи с вертикальной стенкой, учитывающая отскок части воды после удара о стенку и движение по стенке водной пленки, образованной оставшейся частью воды. Модель позволяет оценить скорость стекания воды, толщину водной пленки и геометрические размеры области охлаждения. Сравнение расчетного контура области охлаждения с экспериментальным, полученным в ходе натурального эксперимента с использованием пожарного ствола А, показало, что различие между ними не превосходит 24%.

Дальнейшее развитие получила модель охлаждения резервуара пожарными столами. Модель основывается на модели взаимодействия водной струи с вертикальной стенкой и учитывает изменение области, покрытой водной пленкой, вызванное перемещением водной струи по стенке резервуара. На основании экспериментальных данных построена аппроксимация зависимости коэффициента конвективной теплоотдачи от нагретой вертикальной стенки в стекающую водную пленку от удельного количества времени, в течении которого стенка покрыта водной пленкой.

Впервые сформулирована и решена задача оптимального выбора сил и средств для охлаждения горящего резервуара по критериям минимума расхода воды, минимума привлекаемого личного состава или минимума используемых пожарных автомобилей. Построенный алгоритм учитывает ограничения на размещение стволов, связанные с досягаемостью струей воды резервуара, тепловым воздействием пожара на личный состав, и ограничения связанные с необходимостью охлаждения стенки резервуара до температуры ниже критической.

Показано, что оптимальная интенсивность подачи воды на охлаждение горящего резервуара существенно зависит от вида нефтепродукта и высоты сухой стенки. В частности, сравнение результатов решения задачи оптимального выбора сил и средств по критерию расхода воды показало, что соответствующий выбор типа и количества стволов, а также напора воды позволяет сократить, по сравнению с нормативным, расход воды на охлаждение резервуара с мазутом от 40% до 70% в зависимости от высоты сухой стенки; резервуара с нефтью – от 15% до 60%; с бензином – до 30%. При этом для горящих резервуаров с бензином в ряде случаев нормативной интенсивности подачи воды оказывается недостаточно и для обеспечения достаточного охлаждения требуется ее увеличение в 1,5 раза.

На основании предложенных моделей, методов и алгоритмов построен программный комплекс, позволяющий визуализировать тепловой поток от горящего резервуара, выбрать позиции для размещения пожарных стволов, оценить последствия тех или иных действий по охлаждению резервуара. Программный комплекс может быть использован как для разработки карточки тушения пожара в резервуаре с нефтепродуктом, так и для проведения штабных учений.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Абрамов Ю.А. Моделирование процессов в пожарных стволах / Абрамов Ю.А., Росоха В.Е., Шаповалова Е.А. – Харьков: Фолио, 2001. – 195 с.
2. Абрамов Ю.А. Предупреждение и ликвидация чрезвычайных ситуаций в резервуарных парках с нефтепродуктами / Ю.А. Абрамов, А.Е. Басманов. – Харьков: УГЗУ, 2006. – 256 с.
3. Абрамов Ю.А. Влияние пожара на резервуар с нефтепродуктом / Ю.А. Абрамов, А.Е. Басманов // Вестник национального автомобильно-дорожного университета. – 2005. – Вып. 29. – С. 131–133.
4. Абрамов Ю.А., Басманов А.Е. Моделирование охлаждения нагревающегося резервуара с нефтепродуктом / Ю.А. Абрамов, А.Е. Басманов // Автомобильный транспорт. – 2005 – Вып. 17. – С. 96–98.
5. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй / Геннадій Николаевич Абрамович – М.: Наука, 1984. – 716 с.
6. Алексеев Г.Н. Общая теплотехника / Геннадий Николаевич Алексеев. – М.: Высшая школа, 1980. – 187 с.
7. Андриенко В.Н. Математическая модель теплового излучения от факелов, имеющих форму конуса / В.Н. Андриенко, С.В. Говаленков, А.П. Созник // Проблемы пожарной безопасности. – 2003. – №14. – С. 24–28.
8. Андриенко В.Н. Расчет излучения от факела цилиндрической и эллипсоидальной формы / В.Н. Андриенко, С.В. Говаленков, А.П. Созник // Проблемы пожарной безопасности. Спец выпуск – 2004.– С. 19–25.
9. Андриенко В.Н. Зависимость теплового излучения факела от их форм / В.Н Андриенко, С.В. Говаленков, А.П. Созник, А.Е. Басманов // Вісник міжнародного слов'янського університету. – 2004. – Т.7 – №2. – С. 55–60.
10. Асатурян В.И. Теория планирования эксперимента / Виктор Иосифович Асатурян, – М.: Радио и связь , 1983. – 248 с.
11. Бабенко В.С. Зонная модель факела пожара разлива горючей жидкости / В.С. Бабенко, Е.В. Воротинцев, А.П. Кремена, Н.Ф. Свиридин // Техническая механика. – 2003. – № 2. – С. 125–130.
12. Бабенко В.С. Модель пожара горючих жидкостей / В.С. Бабенко, А.П. Кремена // Вопросы химии и химических технологий. – 2003. – № 6. – С. 170–172.
13. Бабуров Э.Ф. Основы научных исследований / Бабуров Э.Ф., Куликов Э.Л., Маригодов В.К. – Киев, Высшая школа, 1988. – 230 с.
14. Баратов А.Н. Гидродинамическая структура ламинарного диффузионного факела над поверхностью горящей жидкости / А.Н. Баратов, А.О. Инстратов, Н.И. Кудин, А.В. Федоров // Пожарная безопасность. – 2007. – №1. – С. 48–49.
15. Баратов А.Н. Пожаровзрывобезопасность веществ и материалов и средства их тушения: Справ. изд.: в 2 книгах; кн. 1 / Баратов А.Н., Корольченко А.Я., Кравчук Г.Н. – М.: Химия, 1990. – 496 с.

16. Баратов А.Н. Пожаровзрывобезопасность веществ и материалов и средства их тушения: Справ. изд.: в 2 книгах; кн. 2 / Баратов А.Н., Корольченко А.Я., Кравчук Г.Н. – М.: Химия, 1990. – 384 с.

17. Басманов А. Е. Взаимодействие водной струи со стенкой резервуара / А.Е. Басманов, А.А. Михайлюк // Природничі науки та їх застосування в діяльності служби цивільного захисту: міжнародн. наук.-практич. конф., 10 жовт. 2008 р.: тези доп. – Черкаси, 2008. – С. 81–83.

18. Басманов А.Е. Математическое моделирование сил и средств при тушении пожаров в резервуарных парках / А.Е. Басманов, С.В. Говаленков // Проблемы пожарной безопасности. – 2004. – Вып. 13. – С. 34–38.

19. Басманов А. Е. Выбор зон безопасного размещения сил и средств при тушении горящего резервуара / А.Е. Басманов, А.А. Михайлюк // Пожежна безпека – 2007: міжнародн. науково-практична конф., 15–16 лист. 2007 р.: тези доп. – Черкаси, 2007. – С. 326–328.

20. Басманов А.Е. Выбор зон безопасного размещения сил и средств при тушении горящего резервуара / А.Е. Басманов, А.А. Михайлюк // Проблемы пожарной безопасности. – 2007. – №22. – С. 32–37.

21. Басманов А.Е. Идентификация параметров модели чрезвычайной ситуации техногенного характера / А.Е. Басманов, А.А. Михайлюк // Проблеми надзвичайних ситуацій. – 2008. – №8. – С. 32–37.

22. Басманов А.Е. Математическая модель нагрева сухой стенки горящего резервуара с нефтепродуктом / А.Е. Басманов, А.А. Михайлюк // Проблемы пожарной безопасности. – 2008. – №23. – С. 35–40.

23. Басманов А.Е. Распределение температуры по сухой стенке горящего резервуара / А.Е. Басманов, А.А. Михайлюк // Проблемы пожарной безопасности. – 2008. – №24. – С. 6–10.

24. Басманов А.Е. Идентификация параметров регрессионной модели, описывающей локализацию чрезвычайной ситуации / А.Е. Басманов, А.А. Михайлюк // Проблеми надзвичайних ситуацій. – 2009. – №9. – С. 32–39.

25. Басманов А.Е. Взаимодействие водной струи со стенкой резервуара при его охлаждении в условиях пожара / А.Е. Басманов, А.А. Михайлюк // Проблемы пожарной безопасности. – 2009. – №25. – С. 14–20.

26. Безродный И.О. Тушение нефти и нефтепродуктов / И.О. Безродный, А.Н. Гилетич, В.А. Меркулов – М.: ВНИИПО, 1996. – 216 с.

27. Белов И.А. Взаимодействие неравномерных потоков с преградами / Илья Андреевич Белов. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1983. – 144 с.

28. Блинов В.И. Об обмене теплом между стенкой резервуара и нефтепродуктом. / Владимир Ильич Блинов. – М.: Акад. наук СССР, 1958. – 12 с.

29. Блинов В.И. Диффузионное горение жидкостей / В.И. Блинов, Г.Н. Худяков. – М.: Изд. АН СССР, 1961. – 208 с.

30. Болодьян И.А. О принципах определения минимально допустимых расстояний при размещении технологического оборудования с

горючими газами и легковоспламеняющимися жидкостями на промышленных предприятиях / И.А. Болодьян // Пожарная безопасность. – 2002. – №5. – С. 33–36.

31. Брушлинский Н.Н. Моделирование пожаров и взрывов / Н.Н. Брушлинский, А.Я. Корольченко. – М.: Пожнаука, 2000. – 482 с.

32. Винарский М.С. Планирование эксперимента в технологических исследованиях / М.С. Винарский, М.В. Лурье. – Киев: Техника, 1975. – 168 с.

33. Виноградов А.В. Методика розрахунку температури стінки резервуара для паливно-мастильних матеріалів під час пожежі / А.В. Виноградов, А.Н. Бурлаченко // Пожежна безпека. – 2002. – № 6. – С. 5–6.

34. Виноградов В.П. Химические процессы при установившемся диффузионном горении в условиях пожара / В.П. Виноградов // Вестник С.-Петербург. ин-та гос. противопожар. службы. – 2003. – № 2. – С. 41–47.

35. Волков О.М. Пожарная безопасность на предприятиях транспорта и хранения нефти и нефтепродуктов / О. В. Волков, Г.А. Проскуряков. – М.: Недра, 1981. – 256 с.

36. Воронцов Е.Г. Методы расчета и исследования пленочных процессов / Е.Г. Воронцов, Ю.М. Тананайко. – Киев: Техника, 1975. – 311 с.

37. Воронцов Е.Г. Теплообмен в жидкостных пленках / Е.Г. Воронцов, Ю.М. Тананайко. – Киев: Техника, 1972. – 196 с.

38. Гайдуков Н.С. Пожарная безопасность специальных предприятий / Николай Сергеевич Гайдуков. – Київ: Будівельник, 1967. – 190 с.

39. Гришин В.В. Состояние и проблемы противопожарной защиты резервуаров / В.В. Гришин // Теоретические и экспериментальные вопросы автоматического пожаротушения. – 1987. – С. 24–32.

40. Горбенко Н.А. Влияние теплового потока на нагрев резервуара / Н.А. Горбенко, О.П. Алексеев // Проблемы пожарной безопасности. – 2004. – №6. – С. 38–43.

41. Демидов П.Г. Горение и свойства горючих веществ / П.Г. Демидов, В.С. Саушев. – М.: ВИПТШ МВД СССР, 1975. – 278 с.

42. Демидович Б.П. Численные методы анализа / Б.П. Демидович, И.А. Марон. – М.: Наука, 1967. – 368 с.

43. Дендаренко Ю.Ю. Особенности тушения пожаров в резервуарах вертикальных стальных / Ю.Ю. Дендаренко // Проблемы пожарной безопасности. – 1999. – Вып. 5. – С. 80–83.

44. Джонсон Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. – Методы обработки данных: Пер. с англ. – М.: Мир, 1980. – 510 с.

45. Драйздейл Д. Введение в динамику пожаров / Д. Драйздейл.; пер. с англ. К.Г. Бромштейна. – М.: Стройиздат, 1990. – 424 с.

46. Дудак С.А. Анализ существующих методов и технических средств обеспечения пожарной безопасности процесса налива нефти и нефтепродуктов / С.А. Дудак // Проблемы пожарной безопасности. – 2000. – Спец. вып. – С. 44–48.

47. Ермаков С.М. Математическая теория планирования эксперимента / Ермаков С.М., Бродский В.В., Жиглявский А.А. – М.: Наука,

1983. – 392 с.

48. Захаревский Б.Б. О выборе мест установки водяных стволов для охлаждения резервуаров / Б.Б. Захаревский, И.И. Закиров // Пожарная безопасность: науч.-практ. конф., 15-17 дек. 2003 г.: тезисы доклада. – Харьков, 2003. – С. 36–40.

49. Иванников В.П. Справочник руководителя тушения пожара / В.П. Иванников, П.П. Ключ. – М.: Стройиздат, 1987. – 288 с.

50. Ильин В.А. Основы математического анализа / В.А. Ильин, Э.Г. Позняк, Ч1. – М.: Наука, 2001. – 648 с.

51. Исаченко В.П. Струйное охлаждение / В.П. Исаченко, В.И. Кушнырев. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 216 с.

52. Исхаков Х.И. Теплоустойчивость емкости с жидкостью / Х.И. Исхаков, Е.Н. Логачев, Р.Ш. Хабибуллин // Пожары и окружающая среда: междунар. науч.-практ. конф., 5-7 март. 2002 г.: тезисы докл. – М., 2002. – С. 145–152.

53. Исхаков Х.И. Оценка воздействия тепловых потоков пожара на цистерну автомобиля для транспортировки нефтепродуктов / Х.И. Исхаков, Р.Ш. Хабибуллин // Пожаровзрывобезопасность. – 2003. – №1. – С. 75–80.

54. Інструкція щодо гасіння пожеж у резервуарах із нафтою та нафтопродуктами: НАПБ 05.02.–03. – Офіц. вид. – К.: М-во з питань надзвичайних ситуацій та у справах захисту населення від наслідків Чорнобильської катастрофи, 2003. – 81 с. – (нормативний документ МНС України. Інструкція).

55. Кашенко Г.А. Основы металловедения / Кашенко Геннадий Алексеевич. – Л.: Машгиз, 1956. – 395 с.

56. Клепоносов Н.Н. Пожарная защита объектов нефтяной и газовой промышленности / Н.Н. Клепоносов, А.И. Сорокин. – М.: Недра, 1983. – 192 с.

57. Кондрашева О.Г. Причинно-следственный анализ аварий вертикальных стальных резервуаров / О.Г. Кондрашева, М.Н. Назарова // Нефтегазовое дело. – 2004. – № 2. – С. 7–14.

58. Кореневецкий А.Н. Тактические особенности тушения темных нефтепродуктов / А.Н. Кореневецкий, И.Ф. Безродный, С.И. Пучков // Проблемы пожарной безопасности зданий и сооружений: науч.-практ. конф., 27-29 мая 1990 г.: тезисы докл. – М., 1990. – С. 175–177.

59. Корсунський Р.В. Перспективи і пути створення в Росії мобільних протипожежних роботів / Р.В. Корсунський // Мир и безопасность. – 2003. – №4. – С. 2–6.

60. Кутателадзе С.С. Гидродинамика газожидкостных систем / С.С. Кутателадзе, М.А. Стырикович. – М.: Энергия, 1976 – 296 с.

61. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. – Новосибирск: Наука, 1970. – 658 с.

62. Кутателадзе С.С., Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое / С.С. Кутателадзе, А.И. Леонтьев. – М.: Энергоатомиздат,

1985. – 320 с.

63. Луканин В.Н. Теплотехника / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Г.М. Камфер. – М.: Высшая школа, 2002. – 671 с.

64. Лыков А.В. Теория теплопроводности / А.В. Лыков. – М.: Высшая школа, 1967. – 599 с.

65. Михайлюк А. А. Разработка и применение пожарных роботов / А.А. Михайлюк // Техногенна безпека, теорія, практика, інновації: міжнародн. наук.- практ. конф., 15–16 лист. 2008 р.: тези доп. – Львів, 2008. – С. 113–116.

66. Михайлюк А.А. Экспериментальная проверка модели, описывающей чрезвычайную ситуацию техногенного характера / А.А. Михайлюк // Проблемы пожарной безопасности. – 2007. – №21. – С. 179–184.

67. Мотин Л.А. Автоматизированные и роботизированные комплексы в задачах ликвидации техногенных аварий / Л.А. Мотин // Пожаровзрывобезопасность. – 2004. – №7. С.36-41.

68. Наумов В.В. Оптимизация параметров подачи пены на тушение нефтепродуктов в резервуарах / В.В. Наумов, С.Г. Цариченко // Снижение риска гибели людей при пожарах: межд. науч.-практ. конф. 3-5 окт. 2003 г.: тезисы докл. – М., 2003. – Ч.2. С. 15–17.

69. Овчинников П.Ф. Высшая математика / П.Ф. Овчинников, Ф.П. Ярмчук, В.М. Михайленко. – К.: Высшая школа, 1987. – 552 с.

70. Пат. Великобритания, №2336776, МПК⁶ А 62 С 27/00; Оpubл. 03.11.1999.

71. Пат. Германия, №10065502, МПК⁷ А 62 С 39/00; Оpubл. 04.07.2002.

72. Пат. Россия, № 2254892, МПК⁷ А 62 С 3/02 В 25 18/00; Оpubл. 27.06.2005.

73. Петров И.И. Тушение пламени жидких топлив методом перемешивания / И.И. Петров, В.Ч. Реутт // Новые способы и средства тушения пламени нефтепродуктов. – 1960. – №7. – С.30–83.

74. Полянин А.Д. Справочник по линейным уравнениям математической физики / Алексей Дмитриевич Полянин. – М.: Физматлит, 2001. – 576 с.

75. Проектирование складов нефти и нефтепродуктов с давлением насыщенных паров не выше 93,3 кПа: ВБН.В. 2.2-58.1-94.

76. Руководство по тушению нефти и нефтепродуктов в резервуарах и резервуарных парках, М. ГУГПС и ВНИИПО МВД РФ 2000 г.

77. Розрахунок пожежних гідравлічних струменів / [Єременко С.А., Ольшанський В.П., Халипа В.М., Дубовик О.О.]. – К.: Навчальний посібник, 2005. – 124 с.

78. Рябова І.Б. Термодинаміка і теплопередача у пожежній справі / І.В. Сайчук, А.Я. Шаршанов. – Харків: АПБУ, 2002. – 352 с.

79. Самиев Р.М. Методы и оборудование для локализации и ликвидации пожаров в резервуарных парках: автореф. дис. на соискание науч. степени. канд. тех. наук: спец. 06.02.08. «Безопасность добычи и

хранения нефтепродуктов» / Р.М. Самиев. – Уфа, 2007. – 20 с.

80. Сафарян М.К. Металлические резервуары и газгольдеры / Михаил Константинович Сафарян. – М.: Недра, 1987. – 200 с.

81. Семенов Н.Н. О цепных реакциях и теории горения / Николай Николаевич Семенов. – М.: Знание, 1957. – 32с.

82. Сучков В.П. Анализ пожаров в резервуарах – основа для разработки норм противопожарной защиты нефтебаз / В.П. Сучков, А.Н. Швырков // Транспорт и хранение нефтепродуктов. – 1992. – №5. – С.2–5.

83. Сучков В.П. Анализ пожаров резервуаров с мазутами / В.П. Сучков, С.Н. Грабко, В.П. Молчанов // Транспорт и хранение нефтепродуктов. – 1992. – №12. – С.6–9.

84. Сучков В.П. Варианты развития пожара в хранилищах нефтепродуктов / В.П. Сучков, В.П. Молчанов // Пожарное дело. – 1994. – №11. – С.40–44.

85. Сучков В.П. Пожарная безопасность при хранении легковоспламеняющихся и горючих жидкостей на промышленных предприятиях / Владимир Петрович Сучков. – М.: Стройиздат, 1985. – 96 с.

86. Тананайко Ю.М., Методы расчета и исследования пленочных процессов / Ю.М. Тананайко, Е.Г. Воронцов. – Киев: Техника, 1975. – 312 с.

87. Тарахно О.В. Теоретичні основи пожежовибухонебезпеки / Олена Віталіївна Тарахно. – Харків: АЦЗУ, 2006. – 395 с.

88. Тарахно О.В. Фізико-хімічні основи використання води в пожежній справі / О.В. Тарахно, А.Я. Шаршанов. – Харків, 2004. – 252 с.

89. Тихонов А. Н. Уравнение математической физики / А. Н. Тихонов, А.А. Самарский. – М. Главиздат, 1953. – 680 с.

90. Тушение пожаров нефти и нефтепродуктов / [Шароварников А.Ф., Молчанов В.П., Воевода С.С., Шароварников С.А.]. – М.: Издательский дом «Калан», 2002. – 448 с.

91. Улинец Э.М. Математическая модель теплового воздействия пожара разлива нефтепродукта на резервуар / Э.М. Улинец // Проблемы пожарной безопасности. – 2008. – Вып. 24. – С. 227–231.

92. Улинец Э.М. Математическая модель факела над разливом нефтепродукта в обваловании резервуара / Э.М. Улинец // Проблемы пожарной безопасности. – 2008. – Вып. 23. – С. 217–220.

93. Федоров В.В. Теория оптимального эксперимента / Валерий Вадимович Федоров. – М.: Наука, 1971. – 311 с.

94. Цариченко С.Г. Пожарный робототехнический комплекс первого класса / С.Г. Цариченко, М.В. Савин // Пожарная безопасность многофункциональных и высотных зданий и сооружений: научн.-практ. конф., 15-17 дек. 2005 г.: тезисы докл. – М.: 2005. – Ч.2. – С. 107.

95. Эббот М. Б. Гидравлика открытого потока. – Вычислительная гидравлика: Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 272 с.

96. Юдаев Б.Н. Исследование теплообмена при взаимодействии водовоздушной струи с преградой / Б.Н. Юдаев, А.А. Богомоллов // Вопросы теплопередачи в технологических процессах. – 1987. – № 196. – С. 59 – 66.

97. Юрченко Д.И. Научно-технический процесс в пожарной охране / Дмитрий Иванович Юрченко. – М.: Стройиздат, 1987. – 236 с.
98. Churchill V.T. Correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow / V.T. Churchill, M. A. Bernstein // *J. Heat Transfer*, 1977. – v. 99. – P. 300–306.
99. Ito T., Takata Studies on The Water Cooling of Hot Surfaces (Experiments of Fog Cooling) / Ito T., Takata Y., Liu Z.H. // *Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University*. – 1988. – № 4. – P. 211 – 229.
100. Roboter für die Feuerwehren // *Blauticht*.-2000.- 49, №1.- с.11.
101. Brenzliye Situdtionen per Fernbedienung bei BASF /Florian Hessen// –2000 – №5. – С. 2.
102. Smith C.A. Focus on oil and chemical fires / Smith C.A. // *Fire Prot.* – 1985. – №11. – P. 14–16.
103. Пожарная безопасность нефтехранилища. Sicherheit im Tanklager / Lauchli A. // *IZA* / – 1993. – 40 №6. – С. 1–5. – Нем. Bikerman J. Foams.
104. Bikerman J. Foams. – Verlag: Springer, 1973. – 228 p.
105. Burgess D.S., Strasser A., Grumer J. Diffusive burning of liquids in open trays // *Fire Research Abstracts and Reviews*, 1961, 3. – P. 177-192.
106. Chen Nan. The fire risk analysis under a leakage of inflammable liquids // *Fire Science and Technology*. 2004, 23, № 1. – P. 80-83.
107. Cong Bei-hua, Liao Guang-xuan. Methods of computer modeling of fire dynamics // *Journal Disaster Prevention*, 2003, 23, № 2. – P. 63-69.
108. Fingas M., Laroche N. An introduction to insitu burning of oil spills // *Spill Technol. Newslett* – 1990. – № 4. Vol. 25. – P. 1-20.
109. Greenspan N.P., Young R.E. Flow over a containment dyke // *Journal of Fluid Mechanics*, 1987, 87, № 1. – P. 179-192.
110. Kumar A. Sushil. Hazards on wheels pose problems in India // *Fire International*. 1987. № 106. P.42-49.
111. McCaffrey B.J. Purely buoyant diffusion flames: some experimental results. – National Bureau of Standards, NBSIR, 1979. – 79-1910.
112. Mudan K.S. Thermal radiation hazards from hydrocarbon pool fires. – *Progress in Energy and Combustion Science*, 1984, v. 10, № 1. – P. 59-80.
113. Pipkin O.A., Sliepcevich C.M. The effect of wind on buoyant diffusion flames // *Industrial and Engineering Chemistry: Fundamentals*, 1964. № 3. – P. 147-154.
114. Raj P.P.K., Moussa A.N., Aravamudan K. Experiments involving pool and vapour fires from spills of liquefied natural gas on water // *US Coast Guard Report*. – 1979. – № GG-D-55-79.
115. Sacadura J.F. Radiative heat transfer in fire safety science // *J. Quant Spectrosc. and Radiat. Transfer*. 2005. 93, №1-3, p. 5-24.
116. Thomas P.H., Baldwin R., Hesselden A.M. Buoyant diffusion flames: some measurements of air entrainment, heat transfer and flame merging // *10th Symposium International on Combustion*, 1965. The Combustion Institute. Pittsburgh. – P. 983-996.

Подписано к печати 03.03.2011. Формат 60x80 1/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печат. листов 6,9.
Уч.-изд. лист. 4,6. Тираж 300 экз.

НУГЗУ, 61023, Харьков, ул. Чернышевского, 94.