

На правах рукописи

Шахтин Андрей Анатольевич

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИКЛАДНЫХ
ЗАДАЧ ГИДРОДИНАМИКИ В ХИМИЧЕСКОЙ ТЕХНОЛОГИИ И
ПОДВОДНОЙ БАЛЛИСТИКЕ**

01.02.05 – Механика жидкости, газа и плазмы

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата физико-математических наук

Томск – 2013

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Национальный исследовательский Томский государственный университет», на кафедре прикладной аэромеханики.

Научный руководитель: доктор физико-математических наук,
профессор **Васенин Игорь Михайлович**

Официальные оппоненты:

Шрагер Геннадий Рафаилович, доктор физико-математических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Национальный исследовательский Томский государственный университет», кафедра прикладной газовой динамики и горения, заведующий кафедрой

Брендаков Владимир Николаевич, кандидат физико-математических наук, доцент, Северский технологический институт – филиал федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ», кафедра высшей математики и информационных технологий, заведующий кафедрой

Ведущая организация: федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет»

Защита состоится 20 сентября 2013 г. в 10 часов 30 минут на заседании диссертационного совета Д 212.267.13, созданного на базе федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Национальный исследовательский Томский государственный университет», по адресу 634050, г. Томск, пр. Ленина, 36.

С диссертацией можно ознакомиться в Научной библиотеке Томского государственного университета.

Автореферат разослан «___» августа 2013 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
доктор технических наук



Христенко Юрий Федорович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. На заводы по разделению изотопов урана поступает сырьё, содержащее значительное количество примесей. На стадии обогащения урана применяется гексафторид урана UF_6 , в котором постоянно присутствуют разнообразные легкие примеси, молекулярная масса которых меньше массы UF_6 . Эти примеси усложняют процесс разделения и снижают эффективность и ресурсоемкость оборудования. Поэтому особое внимание уделяется чистоте гексафторид урана. В данной работе проводятся исследования очистки UF_6 от легких примесей на стадии его перелива из технологического баллона в транспортный контейнер.

Для обеспечения оптимальных режимов эксплуатации технологического оборудования завода необходимо поддерживать стабильную температуру охлаждающей воды. В переходный и теплый периоды года подготовка охлаждающей воды производится холодильными машинами (ХМ) в холодильной станции (ХС) завода. В процессе анализа эксплуатации холодильных машин выяснилось, что их производительность составляет около 60% от номинальной. В наиболее теплые периоды для обеспечения стабильной температуры хладоносителя необходимо включение большого количества холодильных машин, что приводит к увеличению затрат на электроэнергию. В связи с этим, возникла необходимость подробного анализа и оптимизации работы холодильных машин.

Также для изучения эффективности и оптимизации работы холодильной станции необходимо исследовать гидродинамику хладоносителя по технологическим контурам завода. Исследование гидродинамики хладоносителя необходимо, так как перенос холода определяется не только температурой хладоносителя, но и его расходом. Зная количество холода, которое производит и отдает во внешний контур холодильник, можно производить оптимизацию их работы.

В настоящее время актуальной задачей для гидродинамики являются исследования высокоскоростного движения тел в жидкости в режиме суперкавитации. Особое внимание уделяется устойчивости тел при их метании в жидкость через преграду. Разработанная в диссертации модель позволяет оценивать критические скорости тел, при которых теряется их устойчивость. Представлен подход моделирования движения тела в суперкавитационном потоке жидкости, основанный на решении системы уравнений газовой динамики, записанной для сжимаемой жидкости.

Цели и задачи исследований:

1. Разработать математическую модель и методику расчета процесса очистки гексафторида урана от фтористого водорода на стадии перелива из технологического баллона в транспортный контейнер. Провести исследование возможности увеличения степени очистки UF_6 .

2. Разработать математическую модель и методику расчетов процессов теплообмена в испарителе и конденсаторе холодильной машины ХТМФ-248-4000-1. Провести исследование работы испарителя и

конденсатора холодильной машины с целью оптимизации их работы и понижения энергозатрат.

3. Разработать математическую модель и методику расчетов гидродинамики хладоносителя по внутреннему и внешнему контурам холодильной станции завода разделения изотопов. Разработать методику расчета теплообмена в теплообменных установках.

4. Провести исследование устойчивости твердого тела при его высокоскоростном метании в жидкость через преграду. Разработать математическую модель задачи о потере устойчивости стержня.

5. Разработать математическую модель и алгоритм расчета движения твердого тела в жидкости в режиме суперкавитации.

Достоверность полученных результатов гарантируется использованием корректных математических постановок задач, проверкой выполнения законов сохранения и сравнением результатов расчетов с экспериментальными данными.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Впервые представлена математическая модель процесса перелива гексафторида урана с учетом взаимного влияния жидкой фазы и газовой фаз.

2. Установлено, что процесс очистки гексафторида урана от легких примесей при переливе происходит за счет неравномерного распределения легких примесей в результате концентрационной и термической конвекции.

3. Показано значительное влияние увеличения объема, занимаемого газовой фазой, на степень очистки гексафторида урана.

4. Представлена математическая модель работы холодильной машины ХТМФ-248-4000-1, позволяющая описывать процессы, протекающие в испарителе и конденсаторе машины.

5. Показано значительное влияние расхода хладоносителя через холодильные машины на холодопроизводительность.

6. Разработана, основанная на гидравлическом подходе, математическая модель гидродинамики течения хладоносителя в теплосети холодильной станции и во внешнем контуре, проходящем через здания с теплообменными установками.

7. Впервые сформулирована, основанная на подходе Эйлера, математическая модель задачи о потере устойчивости тела при высокоскоростном движении в жидкости, позволяющая оценивать критические скорости, при которых метаемые тела теряют устойчивость.

8. Предложен новый подход математического моделирования движения тела в сжимаемой жидкости в режиме суперкавитации.

Практическая значимость:

1. Результаты исследований процесса перелива гексафторида урана в транспортные контейнеры дают теоретическое обоснование возможности повышения степени очистки UF_6 и разработки альтернативной технологии очистки.

2. Разработанная математическая модель работы холодильной машины позволяет проводить анализ и оптимизацию работы испарителя и конденсатора машины с целью повышения холодопроизводительности и уменьшения затрат на электроэнергию.

3. Сформулированы рекомендации по увеличению производительности холодильной станции. С целью оптимизации работы холодильных машин предложено установить компрессоры с регулируемым расходом, поддерживать определенное давление и уровень хладона в испарителе.

4. Разработанная математическая модель гидродинамики хладонносителя позволяет проводить анализ и оптимизацию потокораспределения хладонносителя по зданиям с теплообменными установками, а методика расчета теплообмена в теплообменных аппаратах позволяет рассчитывать изменение температуры хладонносителя.

5. Разработанная математическая модель задачи потери устойчивости тела при высокоскоростном метании в жидкости позволяет оценивать критические скорости, при которых тело теряет устойчивость, и может применяться при проектировании гидродинамических кавитаторов.

6. Разработанная математическая модель суперкавитационного движения тела в жидкости позволяет оценивать размеры и форму каверны и может применяться при проектировании гидродинамических кавитаторов.

На защиту выносятся:

1. Метод математического моделирования очистки гексафторида урана от легких примесей при его переливе в транспортный контейнер с учетом взаимного влияния жидкой и газовой фаз. Результаты, показавшие влияние свободного объема на степень очистки гексафторида урана.

2. Математическая модель и результаты исследований работы испарителя и конденсатора холодильной машины и рекомендации по оптимизации их работы.

3. Математическая модель, основанная на гидравлическом подходе, и результаты исследований гидродинамики хладонносителя в теплосети холодильной станции и во внешнем контуре, проходящем через здания с теплообменными установками. Методика расчета процесса теплообмена в теплообменных установках в зависимости от расхода хладонносителя.

4. Основанная на подходе Эйлера, методика исследования потери устойчивости тела при высокоскоростном метании в жидкости и результаты исследований метания металлического стержня в воду.

5. Результаты расчетно-теоретических исследований размеров и формы каверны при движении металлического стержня в жидкости в режиме суперкавитации.

Результаты работы были доложены на Пятой международной научно-практической конференции «Физико-технические проблемы атомной энергетики и промышленности» (г. Томск, 2010 г.), Седьмой всероссийской научной конференции «Фундаментальные и прикладные проблемы современной механики» (г. Томск, 2011), Восьмой всероссийской научной

конференции «Фундаментальные и прикладные проблемы современной механики» (г. Томск, 2013). Основные положения и результаты диссертационной работы представлены в восьми материалах конференций и научных журналах, из них четыре из списка ВАК [1 – 4].

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и списка использованной литературы. Полный объем диссертации составляет 122 с., список источников литературы составляет 85 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы задачи исследования, новизна и практическая ценность полученных результатов, представлены положения, выносимые на защиту.

Первая глава посвящена обзору технологий очистки гексафторида урана от легких примесей, изучению свойств системы $UF_6 - HF$. Показано, что существующие методы очистки ГФУ имеют существенные недостатки. Также в данной главе обзревается подходы к математическому моделированию работы теплообменных аппаратов, холодильных установок и методы моделирования гидравлических теплосетей. Обзор показал недостаток адекватных математических моделей для холодильных установок. Рассмотрены теоретические и экспериментальные исследования кавитационных течений.

Во второй главе представлена математическая модель и результаты расчетов процесса очистки гексафторида урана от фтористого водорода при переливе из контейнера. Математическая модель основана на предположении о неравномерном распределении легких примесей в результате концентрационной и термической конвекции и учитывает взаимное влияние жидкой и газовой фаз.

Процесс перелива осуществляется в следующем порядке:

1. Емкость (транспортный упаковочный комплект или сокращенно ТУК) объемом $V=2,5 \text{ м}^3$ взвешивается и нагревается до достижения необходимого давления.

2. Затем начинается перелив из ТУКа, в котором содержится примерно 6600 кг UF_6 и 2.12 кг HF (0.56 кг в газе и 1.56 кг в жидкости), в транспортный контейнер. Время перелива каждой емкости составляет около десяти часов.

3. После перелива в емкости остается некоторая часть смеси, которая также как и перелитая подвергается анализу.

При разработке математической модели рассматривалась только стадия перелива. Решение задачи проводилось в цилиндрической области (рисунок 1), не до конца наполненной жидкой смесью, состоящей из гексафторида урана и азеотропного комплекса $UF_6 - HF$. На свободной поверхности происходит испарение компонентов смеси, в результате чего происходит поток массы и тепла в газовую фазу. Поскольку стенки емкости подогреваются во время перелива, на стенках баллона задавалась аппроксимационная зависимость температуры от времени.

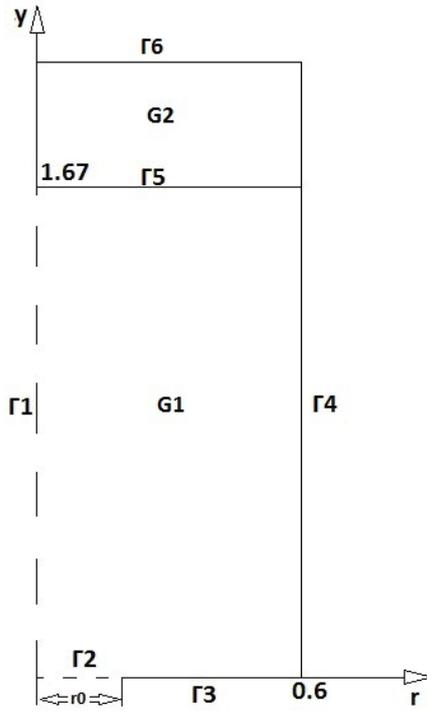


Рис. 1. Расчетная область

Математическое описание гидродинамики вязкой жидкости в случае естественной конвекции и изменении концентрации азеотропа проводилось с помощью уравнений Навье-Стокса с учетом приближения Буссинеска. Система уравнений, записанная в переменных вихрь-функция тока в цилиндрической системе координат, имеет вид:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} + \frac{1}{y_{нов.}^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial \bar{y}^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} = \omega; \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} - \bar{y} \frac{u_{нов.}}{y_{нов.}^2} \frac{\partial \omega}{\partial \bar{y}} + U_r \frac{\partial \omega}{\partial r} + \frac{U_y}{y_{нов.}} \frac{\partial \omega}{\partial \bar{y}} = \\ = \nu \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \omega}{\partial r} + \frac{1}{y_{нов.}^2} \frac{\partial^2 \omega}{\partial \bar{y}^2} - \frac{\omega}{r^2} \right) + \frac{1}{\rho_{см}} \frac{\partial \rho_{см}}{\partial c} \frac{\partial c}{\partial r} g + g\beta \frac{\partial T}{\partial r}; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\frac{\partial c}{\partial t} - \bar{y} \frac{u_{нов.}}{y_{нов.}^2} \frac{\partial c}{\partial \bar{y}} + U_r \frac{\partial c}{\partial r} + \frac{U_y}{y_{нов.}} \frac{\partial c}{\partial \bar{y}} = D \left(\frac{\partial^2 c}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial c}{\partial r} + \frac{1}{y_{нов.}^2} \frac{\partial^2 c}{\partial \bar{y}^2} \right); \quad (3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} - \bar{y} \frac{u_{нов.}}{y_{нов.}^2} \frac{\partial T}{\partial \bar{y}} + U_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{U_y}{y_{нов.}} \frac{\partial T}{\partial \bar{y}} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{y_{нов.}^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \bar{y}^2} \right). \quad (4)$$

Начальные условия:

$$c = c_0; T = T_0; \omega = 0; \psi = 0; U_r = 0; U_y = 0. \quad (5)$$

Граничные условия:

$$\Gamma 1: U_r = 0; \frac{\partial U_y}{\partial r} = 0; \psi = 0; \omega = 0; \frac{\partial c}{\partial r} = 0; \frac{\partial T}{\partial r} = 0. \quad (6)$$

$$\Gamma 2: U_r = 0; U_y = u_{cl} \left(1 - \frac{r^2}{r_0^2} \right); \psi = 2\pi \int_0^r U_y r dr; \omega = -\frac{\partial U_y}{\partial r}; \frac{\partial c}{\partial y} = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0. \quad (7)$$

$$\Gamma 3, \Gamma 4, \Gamma 6: U_r = 0; U_y = 0; \omega = \frac{2(\psi_{me} - \psi)}{r \Delta n^2}; T = 0,00025t + T_0; \frac{\partial c}{\partial n} = 0. \quad (8)$$

$$\Gamma 5: U_y = u_{nos.}; \frac{\partial U_r}{\partial y} = 0; \omega = 0; \psi = 2\pi \int_0^r U_y r dr; \\ -D \frac{\partial c}{\partial y} = \frac{J_{az}}{\rho}; -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} = J(CT + H). \quad (9)$$

где $\rho_{см} = c\rho_{аз} + (1-c)\rho_{UF_6}$ – плотность смеси; $c = m_{аз}/m_{см}$ – концентрация азеотропа; $u_{nos.}$ – скорость движения свободной поверхности; n – нормаль к поверхности; $J_{аз}$ – массовый поток азеотропа из жидкости в газ; J – массовый поток смеси из жидкости в газ; H – теплота фазового перехода для смеси.

Уравнения для газовой фазы:

$$\lg P_{UF_6} = 8,25 - 1762,5 / T; \quad (10)$$

$$\rho = \frac{P}{RT}; \quad (11)$$

$$\frac{d(\rho V)}{dt} = J; \quad (12)$$

$$\frac{d(\rho_{аз} V)}{dt} = J_{аз}; \quad (13)$$

$$\rho V \frac{d(c_v T)}{dt} = (c_p T_{ж} J + S_{общ.} \alpha (T_w - T)) - P \frac{dV}{dt} - c_v T V \frac{d\rho}{dt} - c_v T \rho u_{nos.} S; \quad (14)$$

$$J_{аз} = -\frac{D_{аз}}{RT} \frac{dP_{аз}}{dy}, \quad (15)$$

где c_p – теплоемкость при постоянном давлении; $T_{ж}$ – температура жидкости на границе раздела фаз; $S_{общ.}$ – общая площадь стенок емкости, контактируемых с газом; α – коэффициент теплоотдачи; T_w – температура стенок емкости; T – температура газа; ρ – плотность пара смеси; $\rho_{аз}$ – плотность азеотропа; $c_{аз}$ – весовая концентрация азеотропа; $x_{аз}$ – молярная концентрация азеотропа; R – газовая постоянная; V – объем газа; S – площадь свободной поверхности. $D_{аз}$ – коэффициент диффузии азеотропа; $P_{аз}$ – парциальное давление азеотропа в газовой фазе; y – координата, нормальная к поверхности раздела фаз, а производная рассчитывается по этой поверхности.

Для численного расчета задачи к системе уравнений применялась неявная разностная схема Патанкара со степенным законом. Для решения уравнения Пуассона использовалась разностная схема Гаусса – Зейделя.

Перед переливом в емкости $2,5 \text{ м}^3$ жидкость занимает объем $1,89 \text{ м}^3$, содержащая 6999 кг UF_6 , $30,52 \text{ кг}$ азеотропа ($0,436\%$ вес.). Содержание HF в

жидкости составляет 1,64 кг (0,023% вес.). Температура жидкости равна температуре стенок и составляет 83 °С.

После десяти часов перелива в жидкости осталось 58,90 кг UF₆, 0,14 кг азеотропа, масса HF составила 0,0074 кг (0,0127% вес.). Перелитая смесь содержит 6221,00 кг UF₆ и 24,85 кг азеотропа (0,40% вес.).

В начальный момент времени газовая фаза занимает объем равный 0,61 м³, в котором содержится 7,75 кг азеотропа (27,30% вес.) и 0,56 кг HF (1,97% вес.). Пар смеси создает давление равное 2913,00 мм.рт.ст. при температуре 83 °С, плотность газа составляет 46,22 кг/м³.

После перелива объем газовой фазы увеличился до 2,48 м³, давление газа при температуре 92,41 °С составило 3049,00 мм.рт.ст., при этом плотность стала равной 47,14 кг/м³. Содержание газа составляет 10,97 кг азеотропа (9,36% вес.) и 0,73 кг (0,62% вес.) HF.

Из результатов расчетов замечено уменьшение значения массы HF, слитого в транспортный контейнер. Данный параметр непосредственно отвечает за чистоту и эффективность очистки UF₆.

В таблицах 1 и 2 представлены параметры в жидкости и газе после увеличении объема емкости. Из результатов заметно уменьшение массы HF, слитого в транспортный контейнер, при увеличении объема емкости.

Таблица 1. Параметры жидкости в результате численных расчетов с различными значениями объема емкости

Объем, м ³	Жидкость					
	2,5		3,0		4,0	
Время, ч	0	10	0	10	0	10
Масса азеотропа, кг	30,52	0,1405	22,75	0,1059	1,645	0,0078
Масса слитого азеотропа, кг	0	24,67	0	18,36	0	1,337
Масса испарившегося азеотропа, кг	0	3,287	0	2,445	0	0,1744
Концентрация оставшегося азеотропа, % вес.	0,4275	0,216	0,319	0,1667	0,023	0,0126
Концентрация слитого азеотропа, % вес.	0	0,3965	0,325	0,2952	0	0,0215
Масса HF, кг	1,65	0,0069	1,227	0,0053	0,0885	0,0004
Масса слитого HF, кг	0	1,331	0	0,99	0	0,0719
Масса испарившегося HF, кг	0	0,177	0	0,1315	0	0,0094
Концентрация оставшегося HF, % вес.	0,0231	0,0116	0,0172	0,0089	0,0012	0,00068
Концентрация слитого HF, % вес.	0	0,0214	0	0,0159	0	0,00116
Масса UF ₆ , кг	6999	58,89	6999	58,89	6999	58,89
Масса слитого UF ₆ , кг	0	6221	0	6221	0	6221

Таблица 2. Параметры в газовой фазе в результате численных расчетов с различными значениями объема емкости

Газовая фаза						
Объем, м ³	2,5		3,0		4,0	
Время, ч	0	10	0	10	0	10
Давление газа, мм.рт.ст.	2909	2979	2909	3077	2909	3186
Температура, °С	83,00	91,13	83,00	91,12	83,00	91,07
Плотность газа, кг/м ³	46,16	46,22	46,16	47,75	46,16	49,44
Масса азеотропа, кг	7,741	10,74	13,91	16,13	26,6	26,75
Концентрация азеотропа, % вес.	27,3	9,345	27,3	11,35	27,3	13,59
Масса HF, кг	0,558	0,72	1,004	1,123	1,919	1,928
Концентрация HF, % вес.	1,97	0,6263	1,97	0,7903	1,97	0,9789

В третьей главе представлены математическая модель и результаты расчетов работы испарителя и конденсатора холодильного оборудования холодильной станции.

Схематически испаритель холодильной машины представлен на рисунках 2 и 3. На рис. 2 в область 1 подается теплый хладоноситель и по трубам протекает в область смешения 2. Далее, из области 2 частично охлажденный хладоноситель протекает по трубам в область выхода 3. Часть труб находится в жидком хладоне (фреон), а часть в его перегретых парах.

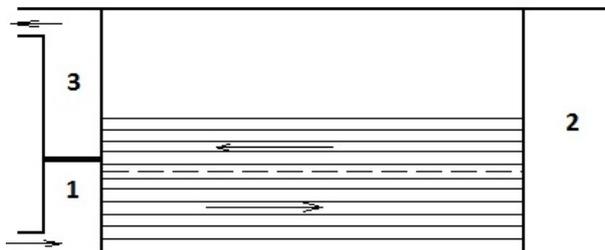


Рис. 2. Схематическое продольное сечение испарителя

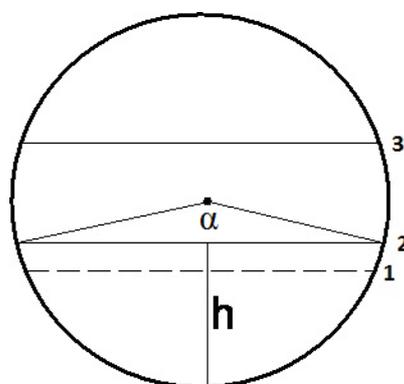


Рис. 3. Схематическое поперечное сечение испарителя. Между уровнями 2 и 3 хладоноситель движется в другую сторону. Уровень 1 – уровень жидкого хладона

В реальных процессах в испарителе образуются пузырьки пара, поэтому

некоторые трубки будут находиться в кипящем хладоне. Была найдена пропорция для этих трубок с учетом объема пузырьков хладона:

$$\frac{n}{N} = \frac{V_1 + V_n}{V_2} = \frac{V_1}{V_2} + \frac{\gamma \mathcal{Q}}{V_2}, \quad (16)$$

где \mathcal{Q} – холодопроизводительность машины; γ – некоторая константа.

Оценка критического теплового потока, при котором заканчивается режим пузырькового кипения и начинается переходный режим, показала, что во всех режимах работы испарителя теплообмен между трубками хладонотенителя и жидким хладоном протекает в области пузырькового кипения.

При движении хладонотенителя по трубам испарителя его температура удовлетворяет уравнению переноса тепла:

$$S\rho c u \frac{dT}{dx} = -\Pi \dot{q}, \quad (17)$$

где S – площадь проходного сечения в трубе; ρ – плотность хладонотенителя; c – удельная теплоемкость хладонотенителя; u – скорость движения хладонотенителя; Π – периметр наружного сечения трубы; \dot{q} – плотность теплового потока.

Ниже уровня кипящего хладона попадает только часть трубок, по которым движется хладонотенитель из начальной области 1 в область смешения 2 (рис. 2). Поэтому в трубках, лежащих выше уровня хладона, теплообмен рассчитывается с газовой средой, в то время как ниже этого уровня теплообмен рассчитывается в кипящем хладоне. По этой причине хладонотенитель поступает в область смешения 2 из различных трубок с различной температурой. В модели предполагается, что в этой области потоки с различной температурой полностью перемешиваются и принимают среднюю температуру, которая является начальной при движении по верхним трубкам в обратном направлении.

На рис. 4а и рис. 4б приведено изменение температуры вдоль трубок хладонотенителя при загрузке 54 % и 100% соответственно. Из рисунков видно, что основную роль в охлаждении играют трубки, находящиеся в кипящем хладоне, тогда как температура хладонотенителя в остальных трубках практически не изменяется. Следовательно, погрузив большее количество трубок в кипящий хладон, можно увеличить эффективность работы испарителя.

Расчеты проводились для случая расхода хладонотенителя $G = 900 \text{ м}^3/\text{ч}$ и перегрева пара $\Delta T = 3 \text{ }^\circ\text{C}$.

С точки зрения увеличения холодопроизводительности было изучено влияние расхода хладонотенителя на теплообмен. В таблице 3 приведено сравнение расчетных параметров при загрузке холодильной машины 54% с различными расходами хладонотенителя. Из таблицы видно, что при увеличении расхода холодопроизводительность возрастает. При этом температура хладонотенителя на выходе из испарителя возрастает с $6,4 \text{ }^\circ\text{C}$ до $6,43 \text{ }^\circ\text{C}$, что связано с уменьшением времени охлаждения хладона.

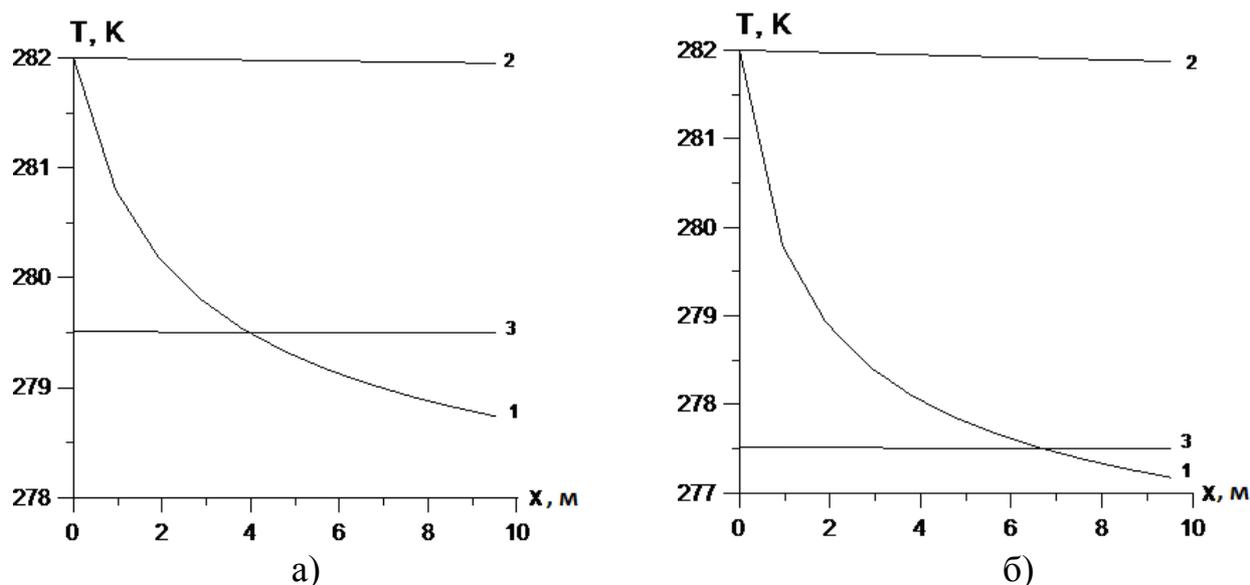


Рис. 4. Изменение температуры хладоносителя вдоль трубок при загрузке машины а) 54 %; б) 100%. 1 – в трубках, находящихся в кипящем хладоне, 2 – в трубках, находящихся выше уровня хладона, 3 – в верхних трубках, по которым хладоноситель вытекает из испарителя

Таблица 3. Результаты расчетов параметров работы машины с различными расходами хладоносителя

Расход хладоносителя, м ³ /ч	Холодопроизводительность, Гкал/ч	T _{вх} Хладоносителя, °С	T _{вых} Хладоносителя, °С	Температура жидкого хладона, °С	Температура пара хладона, °С
900	2,10	9,0	6,40	3,7	6,7
1200	3,29	9,0	6,43	3,7	6,7

Массовая скорость конденсации хладона на единицу длины трубы в составе пучка труб, состоящей из N рядов определяется выражением:

$$G_{1N} = \pi D \alpha_N (T_{sat} - T_w) / \Delta h_x, \quad (18)$$

где G_{1N} – массовая скорость конденсации хладона на единицу длины трубы в пучке; D – внешний диаметр трубы с охлаждающей водой; $\alpha_N = \alpha_l / N^{1/6}$ – средний коэффициент теплоотдачи в пучке труб; T_{sat} – температура фазового перехода; T_w – температура охлаждающей жидкости в трубах; N – количество рядов в пучке труб; α_l – коэффициент теплоотдачи при конденсации на одиночной трубе.

При $D = 0,02$ м для хладона-12 были проведены расчеты массовой скорости конденсации хладона в конденсаторе холодильной машины в зависимости от разности температур $T_{sat} - T_w$ (Рис. 5). Температура T_w принималась средней по длине трубок конденсатора. Уравнение (18) умножалось на общую длину трубок в конденсаторе с учетом коэффициента интенсификации конденсации за счет оребрения трубок. Предполагалось, что количество паров хладона в окружающем горизонтальные трубки пространстве имеется в достаточном количестве.

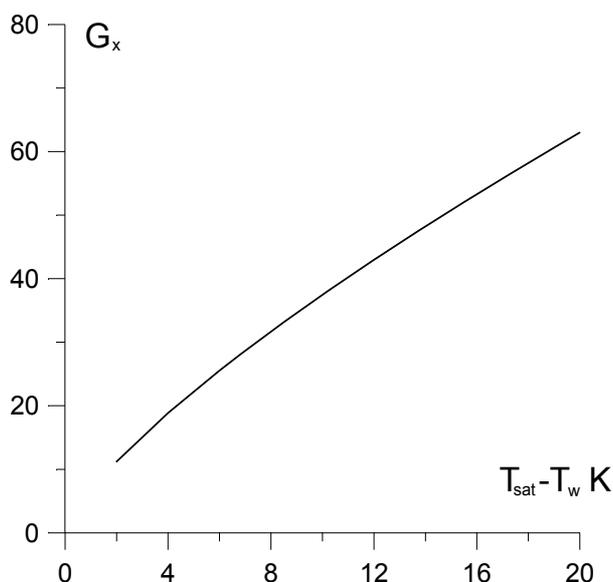


Рис. 5. Массовая скорость конденсации хладона (кг/с) в одном конденсаторе в зависимости от разности температур

Изменение толщины пленки конденсата за счет прихода массы конденсата из газовой фазы определяется следующим дифференциальным уравнением:

$$d(\delta^3 \sin \theta) = \frac{3\eta_l R \dot{m}}{g(\rho_l - \rho_g)\rho_l} d\theta, \quad (19)$$

где δ – толщина пленки конденсата; θ – угол между горизонтальной касательной к поверхности горизонтального цилиндра; \dot{m} – приход массы конденсата на единицу площади поверхности в единицу времени; R – внешний радиус трубки; η_l – вязкость конденсата; ρ_l, ρ_g – плотности хладона в жидкой и газовой фазах;

Расчет для хладона-12 дал показание, что разность температур между поверхностью пленки конденсата и стенкой трубки с охлаждающей водой в составе пучка труб при $G_x = 12$ кг/с составляет $T_l - T_w = 1,83$ °С. Таким образом, достаточная разность температур между речной водой и газообразным хладоном, при которой будет конденсироваться весь поступающий из испарителя хладон, составляет около 2 °С. Эта разность температур должна быть выдержана на выходе охлаждающей воды из конденсатора.

Для определения необходимой величины расхода охлаждающей жидкости, было записано уравнение изменения температуры воды в конденсаторе:

$$\frac{dT_w}{dx} = \frac{\alpha_N \Delta T_{II}}{c_p \rho_w u S}. \quad (20)$$

Зная $T_w(0)$ – значение температуры воды на входе в конденсатор, можно определить температуру на выходе из конденсатора путем интегрирования (20). На рис. 6 представлена зависимость разогрева речной воды при протекании ее через конденсатор от ее расхода.

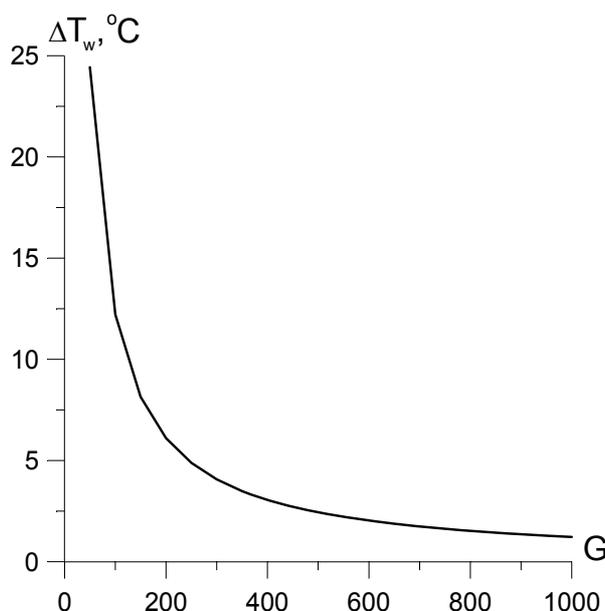


Рис. 6. Зависимость разогрева воды в конденсаторе от ее расхода (м³/ч)

Таким образом, можно определить необходимый расход воды для эффективной работы конденсатора. Например, при давлении в конденсаторе равном 8 атм. $T_{sat3} = 32$ °С, температура на выходе из конденсатора не должна быть выше 30 °С (разогрев воды 7 °С), что соответствует расходу воды, равному не менее 200 м³/ч. С учетом наличия слоя ила на внутренних стенках трубки эта величина должна быть выше.

Четвертая глава посвящена разработке математической модели и расчету гидродинамики хладоносителя и теплообмена во внутреннем и внешнем контурах холодильной станции. Математическая модель гидродинамики основана на гидравлическом подходе.

Система теплосети представляет собой внутренний контур холодильной станции и внешний контур через здания с теплообменными установками. Питание холодильной станции осуществляется восемью насосами 20 НДс, расходы хладоносителя через которые определяются по аппроксимационным функциям:

$$\begin{aligned}
 P_{H1-6} &= 7,33 - 0,000833 Q, \\
 P_{H7-8} &= 7,3 - 0,000714 Q.
 \end{aligned}
 \tag{21}$$

Насосы 1 – 6 питают тракт 1, состоящий из холодильных машин №№ 1 – 8, насосы 7 – 8 работают на тракт 2, в котором находятся машины №№ 9 и 10.

Перепад давления во внешнем контуре описывается формулой:

$$\Delta P_{вн} = \beta Q^2,
 \tag{22}$$

где $\Delta P_{вн}$ – перепад давления во внешнем контуре; Q – общий расход; β – коэффициент пропорциональности. При совместном решении этих уравнений был найден общий расход.

На реальные расходы влияют гидравлические сопротивления испарителей холодильных машин. Оценка сопротивления гидравлических трактов показало, что оно не значительно. Однако, приходится учитывать

гидростатическую составляющую, обусловленную различными высотами расположения указанных элементов. Эта составляющая заключается в добавке гидростатического давления gh_i в каждой критической точке.

В результате, для каждого испарителя запишется:

$$Q_{i1} = \frac{\delta_i}{\sqrt{C_{Ri}}} \sqrt{P_{H1} - P_C + gh_i}, \quad i = 1, \dots, 8 \quad (23)$$

$$Q_{i2} = \frac{\delta_i}{\sqrt{C_{Ri}}} \sqrt{P_{H2} - P_C + gh_i}, \quad i = 9, 10$$

где P_{H1} – давление насосов в первом тракте; P_{H2} – давление насосов во втором тракте; P_C – давление в сливной трубе; $\delta_i = 1$, если испаритель включен в работу, в противном случае $\delta_i = 0$.

Просуммировав данные уравнения и записывая выражения для давлений насосов, получим выражения для расходов через оба тракта:

$$Q_1 = \sum_{i=1}^8 \frac{\delta_i}{\sqrt{C_{Ri}}} \sqrt{a_1 + b_1 \frac{Q_1}{n_1} - \beta(Q_1 + Q_2)^2 + gh_i}, \quad (24)$$

$$Q_2 = \sum_{i=9}^{10} \frac{\delta_i}{\sqrt{C_{Ri}}} \sqrt{a_2 + b_2 \frac{Q_2}{n_2} - \beta(Q_1 + Q_2)^2 + gh_i}.$$

После определения данных расходов, можно найти общий расход $Q = Q_1 + Q_2$ и расходы через каждый испаритель.

Таблица 4а. Результаты расчетов параметров работы ХМ и насосов в холодильной станции при 7 работающих машинах

Количество машин	№№	Давление на входе в испаритель, ат.	Давление на выходе из испарителя, ат.	Холодопроизводительность, Гкал/ч	Давление насосов, ат.	Давление на выходе из ХС, ат.
7	1	4,28	2,95	4,84	5,05	3,63
	2	0	0			
	3	0	0			
	4	0	0			
	5	4,16	2,98	4,88		
	6	4,12	2,98	4,39		
	7	4,54	3,13	5,53		
	8	4,54	3,13	6,01		
	9	3,73	3,03	5,45	5,58	
	10	3,73	3,03	4,12		

Таблица 4б. Результаты расчетов параметров работы ХМ и насосов в холодильной станции при 8 работающих машинах

Количество машин	№№	Давление на входе в испаритель, ат.	Давление на выходе из испарителя, ат.	Холодопроизводительность, Гкал/ч	Давление насосов, ат.	Давление на выходе из ХС, ат.
8	1	4,16	3,09	5,09	4,9	3,77
	2	4,03	3,12	4,41		
	3	0	0			
	4	0	0			
	5	4,04	3,12	4,41		
	6	4,00	3,12	4,41		
	7	4,42	3,27	4,56		
	8	4,42	3,27	4,56		
	9	3,82	3,17	4,03	5,7	
	10	3,82	3,17	4,03		

Охлажденный хладонотеплоноситель от холодильной станции подается на три здания с теплообменными установками. На рис. 7 схематически представлена организация подачи и отвода хладонотеплоносителя к трем зданиям.

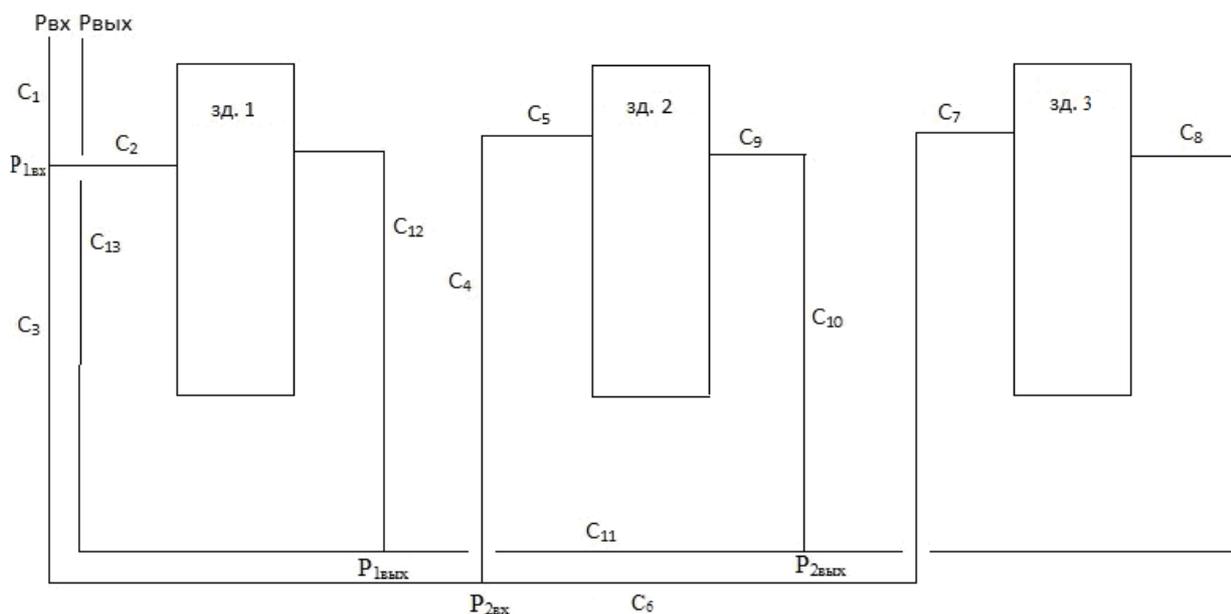


Рис. 7. Схема организации подачи и отвода хладонотеплоносителя к зданиям 1, 2, 3

Перепад давления на входе и выходе холодильной станции определяет расход хладонотеплоносителя по зданиям 1, 2 и 3:

$$\begin{aligned}
 \Delta P &= C_1 Q^2 + C_2 Q_{зд.1}^2 + C_{зд.1} Q_{зд.1}^2 + C_{12} Q_{зд.1}^2 + C_{13} Q^2 \\
 \Delta P &= C_1 Q^2 + C_3 (Q_{зд.2} + Q_{зд.3})^2 + C_4 Q_{зд.2}^2 + C_5 Q_{зд.2}^2 + C_{зд.2} Q_{зд.2}^2 + C_9 Q_{зд.2}^2 + \\
 &+ C_{10} Q_{зд.2}^2 + C_{11} (Q_{зд.2} + Q_{зд.3})^2 + C_{13} Q^2
 \end{aligned} \tag{25}$$

$$\Delta P = C_1 Q^2 + C_3 (Q_{зд.2} + Q_{зд.3})^2 + C_6 Q_{зд.3}^2 + C_7 Q_{зд.3}^2 + C_{зд.3} Q_{зд.3}^2 +$$

$$+ C_8 Q_{зд.2}^2 + C_{11} (Q_{зд.2} + Q_{зд.3})^2 + C_{13} Q^2$$

$$Q = Q_{зд.1} + Q_{зд.2} + Q_{зд.3}$$

При известных коэффициентах сопротивления труб и зданий из полученной системы определяется расход хладоносителя через каждое здание. Коэффициенты сопротивления труб определяются их параметрами, а Коэффициенты сопротивления зданий находились из некоторого номинального давления на входе и выходе холодильной станции, расхода хладоносителя через систему из трех зданий и предполагая, что расходы хладоносителя через каждое здание одинаковы. Далее коэффициенты сопротивления пересчитывались с учетом различных расходов через здания.

В результате расчета с различными значениями перепада давления ΔP были получены расходы, представленные в Таблице 5.

Таблица 5. Изменение расходов хладоносителя в зданиях при изменении перепада давления на входе и выходе холодильной станции

Расходы хладоносителя	$\Delta P=2,0$ ат.	$\Delta P=2,2$ ат.	$\Delta P=2,7$ ат.	$\Delta P=3,0$ ат.
Расход через зд. 1, м ³ /ч	3246,4	3404,9	3772,0	3976,0
Расход через зд. 2, м ³ /ч	2908,0	3050,0	3378,8	3561,6
Расход через зд. 3, м ³ /ч	2452,4	2572,1	2849,5	3003,6
Общий расход, м ³ /ч	8606,9	9027,0	10000,0	10541,0

Разработка методики расчета изменения температуры хладоносителя в зданиях проводилась исходя из известной тепловой нагрузки теплообменных устройств ТООУ в номинальном режиме. Для примера, рассматривалось здание 3.

Для тепловой нагрузки записывалось выражение:

$$G_{ТООУ, ХС} c (T_{ХС, вых} - T_{ХС, вх}) = G_{ТООУ, зд.3} c (T_{зд.3, вх} - T_{зд.3, вых}). \quad (26)$$

где $G_{ТООУ, ХС}$, $G_{ТООУ, зд.3}$ – массовые расходы хладоносителя из холодильной станции и внутри здания 3 через один ТООУ.

Расчеты изменения температуры теплоносителей в зданиях 1, 2, 3 проводились со следующими параметрами: температура воды на входе в здания 7,5 °С, на выходе, в номинальном режиме работы всей системы, она изменилась в зд. 3 на 1,2 °С, в зд. 2 на 1,2 °С, в зд. 1 на 1,5 °С. Температура теплоносителя внутреннего контура зданий соответственно изменилась в зд. 3 на 2,3 °С, в зд. 2 на 2,4 °С, в зд. 1 на 2,6 °С. Полагалось, что в номинальном режиме работы объемный расход хладоносителя через каждый ТООУ каждого здания составляет 800 м³/ч. В расчетах определялась температура на выходах из ТООУ теплоносителей внешнего и внутреннего контуров зданий при

изменении расхода хладоносителя внешнего контура зданий при его неизменной температуре на входе в ТОУ (рис. 8).

Был проведен расчет изменения температуры хладоносителей внешнего и внутреннего контуров зданий в ТОУ при изменении перепада давления на входе и выходе холодильной станции $\Delta P=2,2; 2,5; 2,7; 3,0$ ат (таблица 6). Предполагалось, что на входе в ТОУ всех зданий температура хладоносителя внешнего контура $7,5$ °С, на входе в ТОУ температура теплоносителя внутреннего контура здания 3 равна $13,2$ °С, здания 2 – $13,8$ °С, здания 1 – $13,2$ °С.

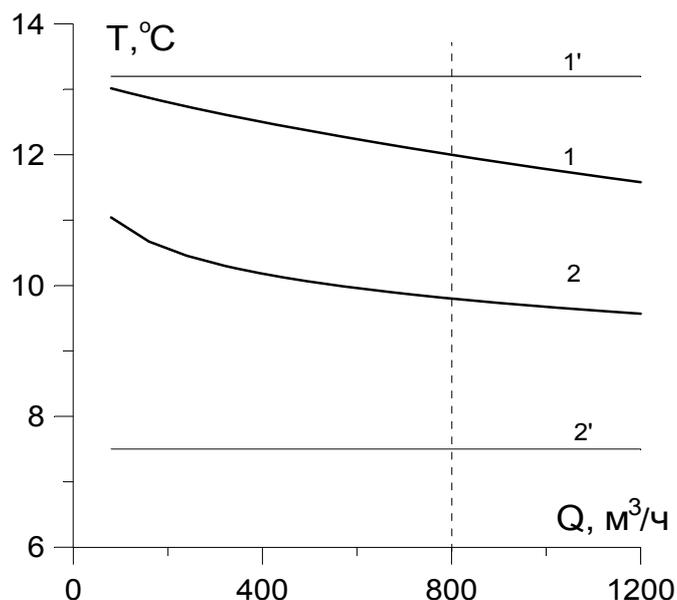


Рис. 8. Температура теплоносителей на выходе из ТОУ внутреннего и внешнего контура здания 3 в зависимости от объемного расхода хладоносителя внешнего контура здания через ТОУ. 1' – температура потока теплоносителя внутреннего контура на входе в ТОУ, 1 – на выходе из ТОУ, 2' – температура хладоносителя внешнего контура на входе в ТОУ, 2 – на выходе из ТОУ. Вертикальной пунктирной линией обозначен номинальный расход хладоносителя внешнего контура через ТОУ

Таблица 6. Расчетные значения температуры (°С) хладоносителей наружного и внутреннего контуров на выходе из ТОУ зданий 1, 2, 3

$\Delta P,$ ат	Зд. 1				Зд. 2				Зд. 3			
	Наружный контур		Внутренний контур		Наружный контур		Внутренний контур		Наружный контур		Внутренний контур	
	Вх.	Вых	Вх	Вых	Вх	Вых	Вх	Вых	Вх	Вых	Вх	Вых
2,2	7,5	10,1	13,2	11,94	7,5	9,93	13,8	12,64	7,5	9,92	13,2	12,18
2,5	7,5	10,0	13,2	11,88	7,5	9,89	13,8	12,58	7,5	9,88	13,2	12,13
2,7	7,5	10,0	13,2	11,84	7,5	9,87	13,8	12,55	7,5	9,86	13,2	12,10
3,0	7,5	9,96	13,2	11,80	7,5	9,84	13,8	12,50	7,5	9,83	13,2	12,06

В пятой главе представлены результаты исследования гидродинамики и устойчивости стержня при кавитационном движении в жидкости.

Предполагается, что при движении тела вся сила сопротивления жидкости оказывается приложенной к поверхности затупления. Величину силы сопротивления можно вычислить по экспериментальной формуле:

$$F = 0,82S_m(1 + \sigma) \frac{\delta V^2}{2}. \quad (27)$$

Задача о потере устойчивости решалась на основе подхода Эйлера. Рассматривался случай когда металлический стержень проникает через преграду в водную среду.

Уравнение равновесия для цилиндрического стержня имеет вид:

$$\frac{d^4 Y}{dx^4} + \frac{\rho_s \alpha \pi R_0^2}{EI} \frac{d}{dx} (l - x) \frac{dY}{dx} = 0, \quad (28)$$

где Y – отклонение стержня от равновесия.

На закрепленном конце: $Y = 0, Y' = 0$. На свободном конце: $Y'' = 0, Y''' = 0$.

При отсутствии поперечных внешних изгибающих усилий решение уравнения с названными граничными условиями всегда имеет тривиальное решение $Y(x) = 0$, соответствующее стержню, остающимся прямолинейным под воздействием продольной силы. Это решение является устойчивым до тех пор, пока сжимающая сила F меньше некоторого критического значения $F_{кр}$. В результате решения данного уравнения с записанными граничными условиями была найдена критическая скорость медного стержня радиуса $R=1,7$ мм и длиной 55мм $V_{кр} = 1119$ м/с, при которой стержень теряет устойчивость.

Далее был рассмотрен случай со стержнем в форме усеченного конуса при таких же граничных условиях. Для такого стержня момент инерции и сила сопротивления имеют вид:

$$I = \frac{\pi}{4} R_0^4 \left[1 - \left(1 - \frac{r_0}{R_0}\right)(1 - \bar{x}) \right]^4,$$

$$F_x = \frac{\alpha \pi R_0^2 l^3 \rho}{E} \left[(1 - \bar{x}) - \left(1 - \frac{r_0}{R_0}\right)(1 - \bar{x})^2 + \left(1 - \frac{r_0}{R_0}\right)^2 \frac{(1 - \bar{x})^3}{3} \right]$$

Для решения задачи в этом случае применялся приближенный метод Бубнова-Галеркина. В качестве линейно-независимых базовых функций были выбраны функции $u_k = \cos k\pi(1 - x)$.

В итоге, для медного стержня с $r_0 = 0,00075$ м, $R_0 = 0,0026$ м, было получено $u_{кр} = 1290$ м/с.

Найденное значение $u_{кр}$ является приближенным, так как в математической модели не учитывается процесс движения стержня относительно границы. Для получения более точного решения необходимо решать нестационарную задачу.

Также в данной главе предлагается метод расчета каверн, основанный на модели отрывных течений сжимаемой жидкости. В методе предполагается, что вне зоны кавитации выполняются уравнения законов сохранения

сплошной среды сжимаемой жидкости. В качестве замыкающего соотношения используется экспериментальная ударная адиабата. Изменением роста пузырьков пренебрегается и считается, что они возникают мгновенно. Считается, что давление равняется давлению насыщенного пара во всей образовавшейся каверне. Ударные волны, возникающие при схлопывании пузырьков, не учитываются.

В области сплошной среды решаются уравнения:

$$\frac{\partial p r}{\partial t} + \frac{\partial p r u}{\partial x} + \frac{\partial p r v}{\partial r} = 0, \quad (29)$$

$$\frac{\partial p r u}{\partial t} + \frac{\partial r(p + \rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial p r u v}{\partial r} = 0, \quad (30)$$

$$\frac{\partial p r v}{\partial t} + \frac{\partial p r u v}{\partial x} + \frac{\partial r(p + \rho v^2)}{\partial r} = 0, \quad (31)$$

$$p = B \left[\left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^l - 1 \right] + p_n, \quad (32)$$

где ρ – плотность; u , v – проекции скорости на оси x и r соответственно; p – давление.

Расчеты проводились методом установления с применением разностной схемы С. К. Годунова, модифицированной для решения задач в сжимаемой жидкости с замыкающим уравнением (32).

Рассчитывалось обтекание двух типов кавитаторов. Кавитатор первого типа представлял собой цилиндр с высотой, равной радиусу цилиндра $r_0 = 0,0007$ м. Кавитатор второго типа был взят в форме усеченного конуса высотой 0,055 м и радиусами оснований $r_0 = 0,00075$ м и $R_0 = 0,0026$ м.

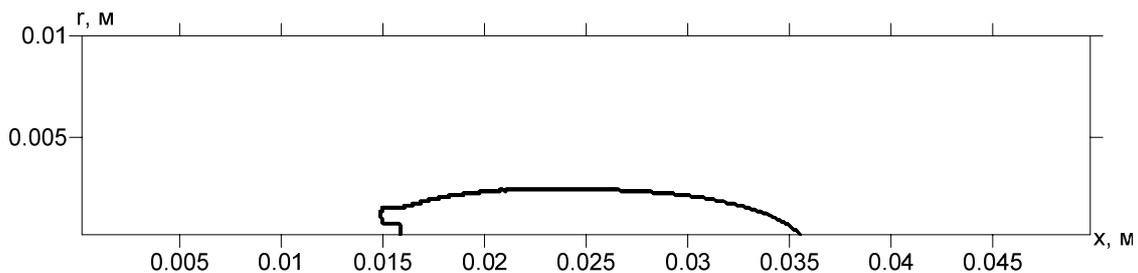


Рис. 9. Форма каверны, возникающей при обтекании кавитатора со скоростью 40 м/с

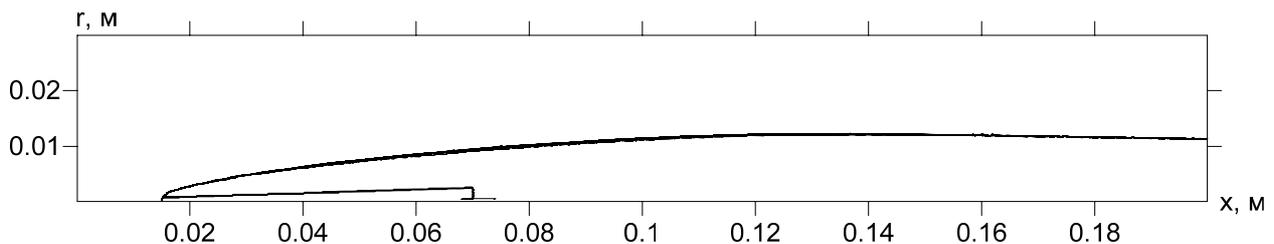


Рис. 10. Головная часть каверны при обтекании усеченного конуса со скоростью 923 м/с

В заключении диссертационной работы сформулированы основные результаты и выводы, полученные в работе.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Разработаны подходы и алгоритмы решения ряда задач гидродинамики, гидравлики, тепло- и массообмена:

1. Разработаны математическая модель и алгоритм численного расчета процесса очистки гексафторида от фтористого водорода при переливе в транспортный контейнер с учетом процессов тепло-, массообмена и влияния газовой фазы. Сравнение результатов проведенных численных исследований с экспериментальными данными подтверждает корректность поставленной математической модели, основанной на неравномерности распределения легких примесей в жидкости за счет концентрационной и термической конвекции. Проанализирована возможность увеличения степени очистки гексафторида урана от легких примесей. Установлено, что увеличение свободного объема на 20% приводит к уменьшению количества фтористого водорода, перелитого вместе с гексафторидом урана, на 25%.

2. Разработана математическая модель работы испарителя и конденсатора холодильной машины ХТМФ-248-4000-1, позволяющая проводить расчет холодопроизводительности машины в зависимости от величин температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор, температуры хладонносителя на входе в испаритель и их массовых расходов, а также от количества труб с хладонносителем, находящихся в кипящем хладоне. Исследования показали что, в испарителе наиболее интенсивный теплообмен происходит на трубках, находящихся в кипящем хладоне. В результате появилось предположение, которое было подтверждено на практике, об увеличении холодопроизводительности машины добавлением хладона в испаритель. Параметрические исследования показали, что холодопроизводительность зависит от давления паров хладона в испарителе (необходимо поддерживать на уровне $P_{исп} = 3,33 \cdot 10^5$ Па) и расхода охлаждающей конденсатор воды. Наибольшее влияние на холодопроизводительность оказывает расход хладонносителя через испаритель. Таким образом, при увеличении расхода в полтора раза в 1,5 раза возрастает и холодопроизводительность, но тогда возрастает температура хладонносителя на выходе из испарителя, что связано с уменьшением времени охлаждения хладонносителя. Для поддержки оптимальной работы холодильных машин предложено установить компрессоры с регулируемым расходом.

3. Разработана математическая модель и программа расчета гидродинамики течения хладонносителя в теплосети холодильной станции и во внешнем контуре, проходящем через здания с теплообменными установками. Модель позволяет оценивать распределение хладонносителя по холодильным машинам в холодильной станции и по зданиям. Разработана методика расчета теплообмена в теплообменных установках в зависимости от расхода хладонносителя через здание. В результате расчетов получены распределения

расходов хладоносителя по холодильным машинам и зданиям с теплообменными установками, зависимости изменения температуры хладоносителей во внешнем и внутреннем контурах зданий от расхода хладоносителей.

4. На основе подхода Эйлера разработана математическая модель задачи о потере устойчивости твердого тела при метании его в воду. Сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными показали корректность поставленной модели. Найдены критические скорости металлических стержней, при которых теряется устойчивость. Для медного стержня конусной формы с радиусами $r_0 = 0,00075$ м и $R_0 = 0,0026$ м эта скорость составила 1290 м/с.

5. Разработана математическая модель суперкавитационного движения тела в жидкости, позволяющая определять размеры и форму каверны.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи в научных журналах, которые включены в перечень российских рецензируемых научных журналов и изданий для опубликования основных научных результатов диссертаций:

1. Васенин И.М., Крайнов А.Ю., Шахтин А.А., Мазур Р.Л., Зернаев П.В., Чуканов М.В. Математическая модель и результаты численных расчетов перелива UF6 в присутствии микроколичеств легких примесей // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. – 2010. – № 2 (10). – С. 53–59. – 0,31/0,06 п.л.

2. Васенин И.М., Крайнов А.Ю., Шахтин А.А., Мазур Р.Л., Зернаев П.В., Чуканов М.В. Исследование возможности увеличения степени очистки UF6 на промежуточных стадиях переработки // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. – 2010. – № 4 (12). – С. 78–82. – 0,21/0,05 п.л.

3. Ищенко А.Н., Буркин В.В., Васенин И.М., Шахтин А.А. О потере устойчивости стержня в кавитационном пузыре при входе в воду через преграду // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. – 2012. – № 4 (20). – С. 87–93. – 1,9/0,05 п.л.

4. Шахтин А.А. Численный метод расчета суперкаверн // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. – 2013. – № 2 (22). – С. 105–109. – 0,2 п.л.

Публикации в прочих изданиях:

5. Мазур Р.Л., Мазин В.И., Зернаев П.В., Чуканов М.В., Васенин И.М., Шрагер Э.Р., Крайнов А.Ю., Шахтин А.А. Разработка способа очистки гексафторида урана от микроколичеств легколетучих примесей // Физико-технические проблемы атомной энергетики и промышленности : материалы V Международной научно-практической конференции (г. Томск, 7–8 июля 2010 г.). – Томск, 2010. – С. 155. – 0,06 / 0,01 п.л.

6. Васенин И.М., Крайнов А.Ю., Шахтин А.А., Мазур Р.Л., Зернаев П.В., Чуканов М.В. Исследование гидродинамики хладоносителя в холодильной станции ЗРИ // Фундаментальные и прикладные проблемы

современной механики : материалы Всероссийской научной конференции (г. Томск, 12–14 апреля 2011 г.). – Томск, 2011. – С. 433–434. – 0,15 / 0,03 п.л.

7. Васенин И.М., Крайнов А.Ю., Шахтин А.А., Мазур Р.Л., Зернаев П.В., Чуканов М.В. Математическое и физическое моделирование перелива смеси гексафторида урана с примесью фтористого водорода // Фундаментальные и прикладные проблемы современной механики : материалы Всероссийской научной конференции (г. Томск, 12–14 апреля 2011 г.). – Томск, 2011. – С. 431–432. – 0,13/0,02 п.л.

8. Васенин И.М., Ищенко А.Н., Буркин В.В., Шахтин А.А. Исследование устойчивости стержня в кавитационном пузыре при входе в воду // Фундаментальные и прикладные проблемы современной механики : материалы Всероссийской научной конференции (г. Томск, 23–25 апреля 2013 г.). – Томск, 2013. – С. 135. – 0,06/0,02 п.л.

Подписано в печать 02.07.2013 г.
Формат А4/2. Ризография
Печ. л. 1,0. Тираж 100 экз. Заказ № 03/07-13
Отпечатано в ООО «Позитив-НБ»
634050 г. Томск, пр. Ленина 34а