

Автореферт.  
В 65

Биб.

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ  
ИМ. М. В. ЛОМОНОСОВА

На правах рукописи

Для служебного пользования  
Экз. № 091.....

ВОЙТКО АНДРЕЙ МАРКОВИЧ

УДК 664.8.037:621.565.9

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ  
СКОРОМОРОЗИЛЬНЫХ АППАРАТОВ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Одесский институт  
Инв. № 2638  
28.05.1978

Специальность 05.18.12 — процессы и аппараты пищевых  
производств

Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора  
технических наук

ДСП Исх. № 15  
Осн. л. Прилож. л.  
12 05 1986 г.

Одесса - 1986

Работа выполнена в Одесском технологическом институте холодильной промышленности и Молдавском научно-исследовательском институте пищевой промышленности

Официальные оппоненты

д.т.н., профессор Алямовский И.Г.

д.т.н., доцент Федоров В.Г.

д.т.н., профессор Чумак И.Г.

Ведущая организация – Всесоюзный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт "Консервпромкомплекс"

Защита диссертации состоится "12" июня 1986 г.

в 10 30 часов на заседании специализированного совета Д 068.35.01 при Одесском технологическом институте пищевой промышленности им.М.В.Ломоносова (270039, Одесса, ул.Свердлова, 112)

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Одесского технологического института пищевой промышленности им.М.В.Ломоносова

Автореферат диссертации "12 июня" 1986 г.

Кротов Е.Г.

ОНАХТ

04.07.11

Теоретическое обосно



v017983

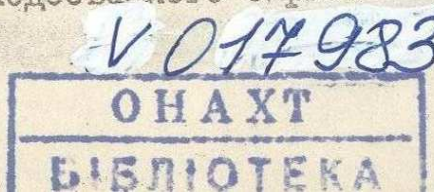
Актуальность. В решениях XXVII съезда Коммунистической партии Советского Союза указывается, что успешная реализация Продовольственной программы должна базироваться на прогрессивных технологических процессах и оборудовании с минимальным применением ручного труда при сохранении пищевой ценности вырабатываемой продукции. Поточное замораживание плодов и овощей отвечает этим требованиям, однако требует создания высокоэффективных непрерывно действующих скороморозильных аппаратов.

Объект исследования. Для решения этой важной научной задачи, имеющей и прикладное значение, исследованию были подвергнуты процессы, протекающие в скороморозильных аппаратах.

Цель работы. Основной целью работы является создание научных основ процесса теплообмена и замораживания с ликвидацией осадения инея на теплообменной поверхности и разработка новых типов скороморозильных аппаратов для их осуществления.

Задачи работы. Поставленная цель достигается при рассмотрении и решении следующих задач:

- проведения анализа состояния существующих процессов теплообмена в воздухоохладителях и замораживании плодоовощного сырья;
- формулировании рабочих гипотез целесообразного осуществления интенсификации процессов теплообмена и их апробации;
- разработки устройств и приемов интенсифицирующих процесс теплообмена в охлаждающих воздух аппаратах с одновременным удалением инея с теплообменной поверхности;
- создании эффективных средств восстановления концентрации промежуточного теплоносителя, используемого в аппаратах охлаждения воздуха;
- разработки уточненных методов расчета энергетических и тепловых характеристик при замораживании плодоовощного сырья.



- создании методов расчета новых воздухоохладителей;
- формулировании положений нового научного направления;
- промышленной реализации разработанных скороморозильных аппаратов.

Научная новизна. Создано новое научное направление в интенсификации теплообмена в воздухоохладителях скороморозильных аппаратов в основу которого положено введение мелкодисперсного промежуточного теплоносителя в закрученный воздушный поток находящийся под действием поля центробежных сил.

Теоретически доказано и экспериментально подтверждено, что такая интенсификация может быть осуществлена при значительно меньших удельных затратах энергии. Создана теория и разработан процесс интенсивного теплообмена при одновременной ликвидации осаждения инея на теплообменной поверхности в воздухоохладителях.

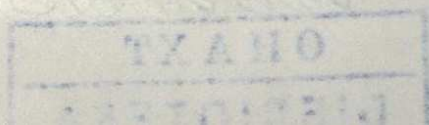
Получены теоретические зависимости для интенсивного процесса теплообмена при концентрировании промежуточного теплоносителя, используемого в воздухоохладителях скороморозильных аппаратов. Теоретически установлена зависимость времени замораживания шарообразного плодовоощного сырья от условий теплообмена и температуры окружающей среды.

Получены новые критериальные зависимости для процесса охлаждения и замораживания плодовоощного сырья. Выявлены области рационального использования псевдооживленного и плотного слоев при замораживании плодовоощного сырья.

Получены новые теоретические зависимости, необходимые для расчета теплопередачи в новых воздухоохладителях скороморозильных аппаратов.

Практическая ценность работы.

Введение мелкодисперсного промежуточного теплоносителя в за-



рученный поток воздуха в новых воздухоохладителях скороморозильных аппаратов ликвидирует инееобразование на теплообменной поверхности, интенсифицирует теплообмен и позволяет перевести процесс замораживания с периодического на непрерывный.

Непрерывность процесса охлаждения воздуха при инееобразовании в новых воздухоохладителях может быть также обеспечена путем устройства разработанной специальной механической очистки.

Разработан новый, непрерывнодействующий скороморозильный аппарат, позволивший увеличить производительность труда более чем в три раза. Сконструирован интенсивный тонкопленочный выпарной теплообменник.

Создание математических моделей протекания процессов в новых воздухоохладителях и концентраторах скороморозильных аппаратов дало возможность установить необходимые взаимосвязи между теплотехническими и энергетическими параметрами необходимыми для эксплуатации и проектирования.

Теоретические исследования позволили получить зависимости определяющие длительность процесса замораживания плодов и овощей и на их основе, с целью ускорения расчетов, для условий практики построить номограмму.

На базе экспериментальных исследований получены критериальные уравнения, связывающие энергетические и теплотехнические характеристики при замораживании плодов и овощей необходимые при проектировании скороморозильных аппаратов. Определены необходимые математические зависимости, которые позволяют рассчитывать тепловой поток в новых воздухоохладителях скороморозильных аппаратов.

#### Реализация научно-технических результатов.

Для замораживания плодоовощного сырья разработано шесть моделей новых скороморозильных аппаратов. Аппараты внедрены на холо-

дильниках консервных заводов Минплодоовощхоз РСФСР, Минплодоовощхоз Украины, Минплодоовощхоз Молдавии, Минплодоовощхоз Армении.

Все скороморозильные аппараты защищены авторскими свидетельствами, а на один из них выдан патент (США) и продана лицензия (Финляндия). Результаты работы нашли применение в Минском ОКБ НПО производства продуктов из картофеля и ЦКТИ МПП МССР при проектировании скороморозильных аппаратов, воздухоохладителей с механической очисткой инея и охладителей плодов.

Экономический эффект составляет 38,45...47,95 рублей на одну тонну замороженной продукции, а общий экономический эффект равен 1,2 млн. рублей.

В работе защищаются следующие научные положения:

- теоретические основы новых вихревых воздухоохладителей скороморозильных аппаратов, в закрученный поток воздуха которых вводится диспергированный промежуточный теплоноситель, способствующий значительной интенсификации процесса охлаждения и ликвидации инеобразования на теплообменной поверхности;
- теоретические основы новых непрерывнодействующих вихревых воздухоохладителей с механической очисткой инея, значительно улучшающих условия эксплуатации;
- теоретические основы новых интенсивных выпарных теплообменников, применяемых в системе концентрирования промежуточного теплоносителя скороморозильного аппарата, основанных на закручивании потоком вторичного насыщенного пара ниспадающей тонкой пленки жидкости;
- новые закономерности распределения температур при замораживании шарообразных плодов, позволившие аналитическим путем определить продолжительность замораживания удовлетворительно согласующуюся с экспериментом;
- способ сокращения энергетических затрат при замораживании пло-

дов с диаметром больше 20 мм при условии сохранения положительных свойств, присущих быстрому замораживанию;

- новые методики расчета теплопередачи вихревых теплообменников, представляющих собой трубы с продольными ребрами и concentрично установленными друг в друге с продольными радиальными перемычками с односторонним или двусторонним теплообменом.

Апробация работы. Результаты проведенной работы частично докладывались на научно-технической конференции по вопросам технического прогресса в консервной промышленности, г.Тирасполь, май, 1968 г., на совещании работников промышленности и торговли по вопросам производства и сбыта замороженных пищевых продуктов в СССР, г.Одесса, март, 1969 г., на научно-технической конференции "Усовершенствование техники и технологии замораживания фруктов, ягод и овощей", г.Кишинев, декабрь, 1973 г., научно-техническом совещании работников консервной промышленности, г.Вильнюс, март, 1977 г., на Всесоюзном семинаре "Механизмы криповреждения и криозащиты биологических структур", г.Харьков, 1977 г., на заседаниях Ученого Совета МолдНИИПП.

Диссертационная работа обсуждалась на заседании Ученого Совета МолНИИПП и заседании кафедры холодильных установок Одесского технологического института холодильной промышленности.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, шести глав и приложений.

Работа содержит 207 страниц машинописного текста, 101 рисунок, 13 таблиц. Библиография включает 169 наименований, из которых 35 иностранных.

I. Состояние вопроса. В новых скороморозильных аппаратах основными процессами являются теплопередача от воздуха к холодильному агенту в вихревых форсуночных воздухоохладителях, теплообмен между охлажденным воздухом и замораживаемым продуктом и теп-

лоотдача в выпарном теплообменнике при концентрировании промежуточного теплоносителя.

В СССР основы теплообмена закрученного потока воздуха на входе в трубу были заложены трудами Мартыновского В.С., Мельцера Л.З., Алексеева В.П., Дубинского М.Г., Меркулова А.П., Метенина В., Нарезного В.Г., Нания Е.П., Ермолина В.К., Шукина В.К. Ивановой А.В., Бродянского В.М., Мартынова А.В. и др. Из зарубежных работ интерес представляют исследования, проведенные Томасом. В этих работах, наряду с исследованиями по температурному разделению воздуха в вихревых генераторах холода, проводились опыты по выявлению влияния на общие энергетические характеристики охлаждения горячего конца вихревой трубы, который в данном случае работал как энергетический разделитель воздуха и как интенсивный вихревой теплообменник.

В результате выполненных работ, проведенных в основном на трубах малого диаметра (32,5 мм), показано, что эффективность вихревых теплообменников, в зависимости от условий, повышается на 10...34% по сравнению с прямоточным движением и одинаковых энергозатратах. Алимов Р.З. исследовал тепло и массообмен в трубе диаметром 202 мм от тонкой ниспадающей закрученной пленки к вихревому потоку воздуха. Однако полученные результаты оказались неприемлемыми для рассматриваемых нами объектов из-за осаждения инея на теплообменной поверхности и сравнительно больших диаметров труб (до 600 мм).

Теплообмену и гидродинамике в плотном (неподвижном) и псевдоожигенном слоях в процессе сушки, охлаждения и различных химических реакциях посвящено много экспериментальных и теоретических работ. Это работы Чудновского А.Ф., Чечеткина А.В., Лева М., Забродского С.С., Гришина М.А., Романова П.Г. и Рашковской Н.Б., Гальперина Н.И., Айштейна В.Г. и Кваши В.Б., Лыкова А.В., Аэро-

ва М.Э. и Тодеса О.М. и др. В этих работах нет данных по теплообмену и гидродинамике при замораживании плодов и овощей.

Результаты по определению коэффициента теплоотдачи по формулам разных авторов для одних и тех же условий разнятся в 1,5-3 раза, в связи с чем использовать их для решения наших задач не представилось возможным. Несмотря на широкое использование замораживания в псевдооживленном и плотном слоях сведения для проведения расчетов по теплообмену и гидродинамике как в нашей, так и в зарубежной литературе ограничены, свидетельством чего является публикация наших работ (*J. Postolski, Z. Gruda*) в ПНР.

Концентрирование промежуточного теплоносителя в системе скороморозильного аппарата осуществляли в специальном теплообменнике с ниспадающей закрученной пленкой жидкости.

Анализ работ Воронцова Е.Г., Тананайко Ю.М. и др. показал, что процессы теплоотдачи к пленке жидкости в таких теплообменниках не исследованы. Таким образом, проведенный обзор работ свидетельствует о том, что процессы протекающие в новых скороморозильных аппаратах являются в основном не изученными. Поэтому была поставлена задача изучить и решить вопросы связанные с процессами теплообмена, гидродинамики, удаления инея с теплообменной поверхности и замораживания протекающими в новых скороморозильных аппаратах.

Предлагаемые аппараты являются перспективными и новыми, что подтверждается ниже изложенными результатами исследований по гидродинамике и теплообмену и соответствующими авторскими свидетельствами.

## 2. Исследование гидродинамики и теплообмена вихревых теплообменников

Энергетический анализ показал, что значительная часть напора

воздуха в вихревом теплообменнике расходуется на преодоление сопротивления завихрителя. Исследовано три типа завихрителей: I тип - с тангенциальным вводом потока воздуха, II тип-регистр с восемью плоскими лопатками, установленными под углом  $\varphi = 60^\circ$  и III тип - с восемью плавными закручивающими направляющими, угол поворота которых изменялся от  $\varphi = 0^\circ$  на входе потока воздуха и до  $\varphi = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$  на выходе с длиной, равной диаметру трубы. Завихрители II и III типа конструктивно включали сердечник-вытеснитель с диаметром, равным  $0,5D$ , на котором приваривались направляющие лопасти (прямые или крученые) и наружную обечайку с диаметром, равным диаметру трубы.

Исследовано семь завихрителей I типа, один завихритель II типа и шесть завихрителей III типа с трубами  $D = 200$  мм, 220 мм, 406 мм и 519 мм, определено их сопротивление в зависимости от расхода воздуха и формируемые ими скоростные поля на входном участке трубы. Изменение отношения поперечного сечения завихрителя к поперечному сечению трубы в опытах составляло  $f_z/f_{np} = 0,38 \dots 1,03$ . Изменялись также форма сечения завихрителя (квадрат, прямоугольник с разной ориентацией к трубе) и длина сердечника, равная  $0,3D$  и  $1,0D$ . Наиболее приемлемыми оказались завихрители III типа, которые подвергались тщательным исследованиям, включая измерения статического давления по длине канала. Опыты показали, что на длине канала завихрителей, равной  $l_z/D = 0,7$  падение статического давления составило 35% от общего сопротивления завихрителя, тогда как остальные 65% терялись на остальной длине и выходе потока воздуха в трубу.

Для определения потери напора в завихрителе необходимо располагать коэффициентом сопротивления.

Проведенные исследования позволили получить зависимость для определения коэффициента сопротивления завихрителя III типа, кото-

рая может быть представлена в следующем виде:

$$\xi = 1,47(\sin\varphi)^{1,95} \quad (1)$$

Зависимость (I) справедлива при  $\rho_e V_{\text{кр}} = 5 + 50 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$ .

Теплоотдача в трубе с закрученным потоком воздуха зависит от величины и распределения составляющих общего вектора скорости по радиусу и длине трубы. Исследовались только  $W_c$  и  $W_a$ . Ввиду малости (на порядок ниже) составляющая  $W_z$  не определялась. Обработка опытных данных позволила установить взаимосвязь между приведенными радиусом, длиной, тангенциальной, аксиальной составляющими и статическим давлением в виде следующих зависимостей:

для тангенциальной составляющей при  $0,95 > R' > R'_{W_{c \max}}$

$$W_c = \left[ \frac{0,751 - 0,001237(L/D) - 0,000091(L/D)^2}{R'} \right]^{0,72} \quad (2)$$

при  $R'_{W_{c \max}} > R' > 0,05$

$$W_c = \left[ \frac{R'}{0,5050 - 0,01325(L/D) + 0,0000724(L/D)^2} \right]^{0,99} \quad (3)$$

для аксиальной составляющей в пристенной области, т.е. при

$$R'_{W_{a \max}} < R' < 0,95R'$$

$$W_a = 1,435 - 0,473R' - 0,002L/D \quad (4)$$

В интервале  $0 < W_a < W_{a \max}$

$$W_a = -A + BR' - C(R')^2 \quad (5)$$

Для отрицательных значений осевой скорости

$$W_a = A' - B'R' - C'(R')^2 \quad (6)$$

Зависимость, связывающая радиус, на котором  $W_a$  достигает максимума, с длиной трубы, записывается в виде

$$R' = [91000 - 330L/D - 1,5(L/D)^2] \cdot 10^{-5} \quad (7)$$

Аналогично для

$$W_a = 0$$

$$R' = [39680 - 784,7L/D + 3,66(L/D)^2] \cdot 10^{-5} \quad (8)$$

Для максимального значения тангенциальной составляющей связь между радиусом и длиной трубы выражается уравнением

$$R' = [70230 - 115,6L/D - 8,5(L/D)^2] \cdot 10^{-5} \quad (9)$$

Зависимость величин  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $A^I$ ,  $B^I$ ,  $C^I$ , от  $L/D$ , входящих в (5) и (6), показана на рис. I.

Приведенное статическое давление в каждом поперечном сечении трубы определяется зависимостью

$$\bar{P} = -3,8 - 0,14L/D + 2,78R' \quad (10)$$

Уравнение (10) дает возможность определять статическое давление при изменении  $R' = 0,2 \dots 0,95$  и  $L/D = 0 \dots 70$ . Коэффициент в уравнении (10), равный  $(-3,8)$  может изменяться в значительном интервале и принимать, как положительные, так и отрицательные значения в зависимости от места установки трубы по отношению к вентилятору (на всасывающей или нагнетательной стороне). Эта величина представляет собой безразмерное давление в начале трубы на ее оси.

Уравнения (2), (3), (4), (5), (6), (7), (8), (9), (10) справедливы для условий  $\psi_0 = 60^\circ$  и  $L/D = 0 \dots 70$ . При установке завихрителей с  $\psi_n < 60^\circ$  в уравнения (2) ... (10) видоизменяются из-за изменения угла  $\psi$  по длине трубы, а именно:

$$\psi_n = \psi_0 - 0,011L/D, \quad (11)$$

где угол  $\psi$  в радианах.

В этом случае для получения распределения скоростных полей и полей давлений, в соотношения (2) ... (10) необходимо подставить

$L/D = (\psi_0 - \psi_n) / 0,011$ , диапазон для  $L/D$  соответственно уменьшится до  $0 \dots 70 - (\psi_0 - \psi_n) / 0,011$ . Для перехода от относительных характеристик  $W_\tau$ ,  $W_a$  и  $\bar{P}$  к абсолютным их значениям, для каждого конкретного случая необходимо располагать связью  $V_{\tau \max}$  и  $V_{a \max}$  со скоростью в самом узком сечении каналов завихрите-

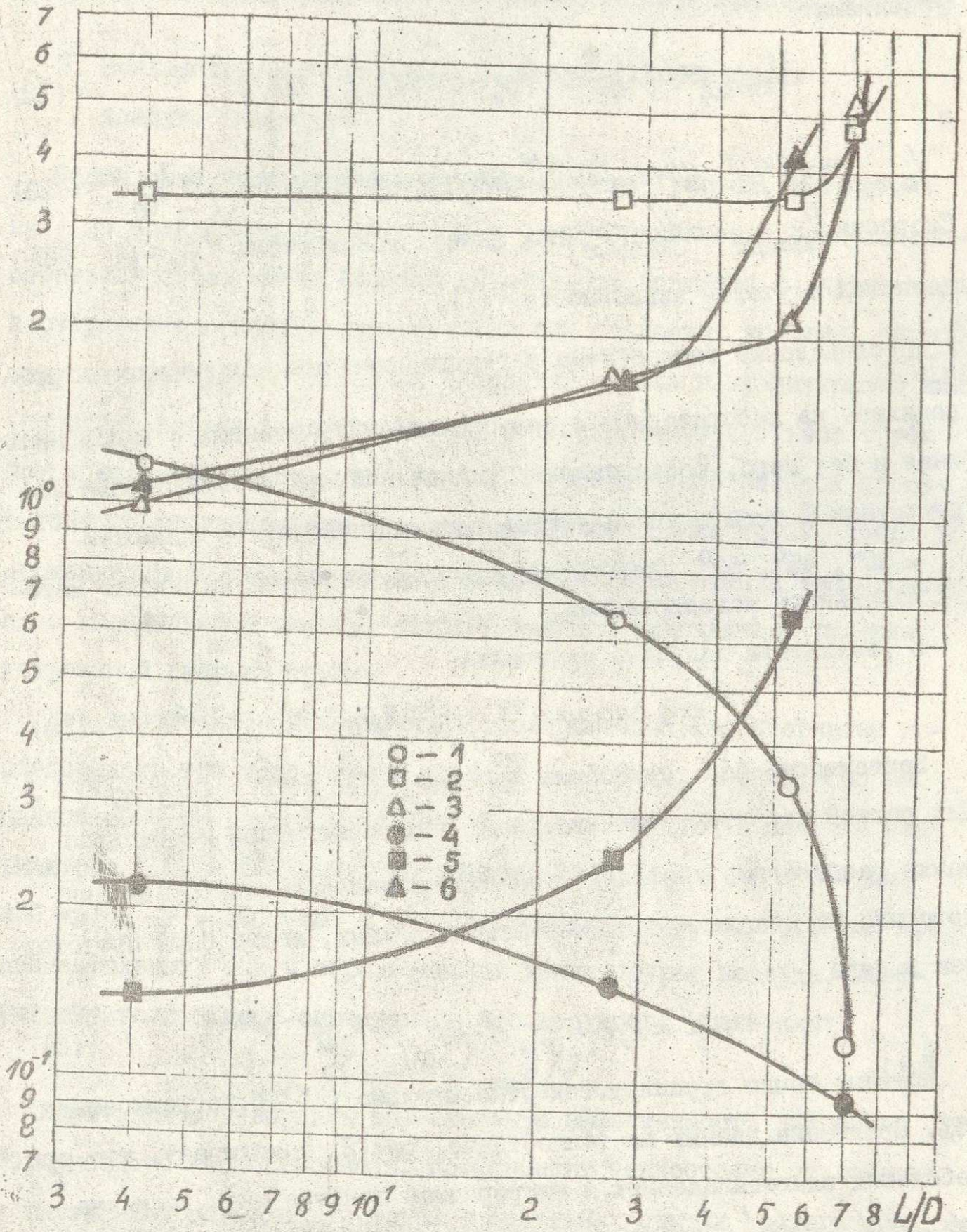


Рис. 1. Зависимость коэффициентов (уравнения 5 и 6) от длины трубы.

1 - А, 2 - В, 3 - С; 4 - А', 5 - В', 6 - С'.

для  $V_{\epsilon p}$ .

Обработка результатов опыта позволила получить следующие уравнения:

$$V_{\tau \max} = 6(V_{\epsilon p} \sin[(\varphi_0 - 0,011L/D) \cdot 180/\pi])^{0,95}, \quad (12)$$

и

$$V_{a \max} = 1,23(\varphi_0 - 0,011L/D)^{0,18} \cdot \cos[(\varphi_0 - 0,011L/D) \cdot 180/\pi] V_{\epsilon p}. \quad (13)$$

Скорости  $V_{\tau \max}$  и  $V_{a \max}$  при замене завихрителя с  $\varphi_n < \varphi_0$  определяются с учетом зависимости (II).

Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления проводились на лабораторном и полупромышленном стендах с выпадением инея и без него. Исследования проводились при использовании завихрителя III типа с углом установки закручивающихся лопастей  $= 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ . Опытные данные были обобщены на основе метода локального моделирования.

В результате получено уравнение:

$$St_0 = 0,049 \psi_0^{0,73} \cdot \psi_r^{-0,6} \cdot Re_D^{-0,2} \cdot \bar{x}^{-0,2}. \quad (14)$$

Зависимость (14) применима при  $Re_D \cdot \bar{x} = 3 \cdot 10^5 \dots 3 \cdot 10^7$ . Для полной характеристики вихревых теплообменников необходимо также располагать коэффициентом гидравлического сопротивления, который, на основе экспериментальных данных, может быть представлен в виде

$$\xi = 2,60 \cdot \psi_0^{0,73} \cdot Re_{D,1}^{-0,28} \cdot \bar{x}^{-0,66}. \quad (15)$$

Опытные точки группируются относительно (15) с погрешностью 15%. Сравнение данных по теплоотдаче (рис. 2) показывает, что при небольших влаговываждениях и непрерывной очистке инея величина  $\alpha_{\text{сух}} = \alpha_{\text{прив}} / \xi'$  практически одинакова с  $\alpha_{\text{сух}}$  при отсутствии влагообмена.

Некоторый рост коэффициента теплоотдачи наблюдался при работе

теплообменника в условиях, когда  $\beta' = 1,4$ , что можно объяснить дополнительной турбулизацией пограничного слоя кристаллами инея.

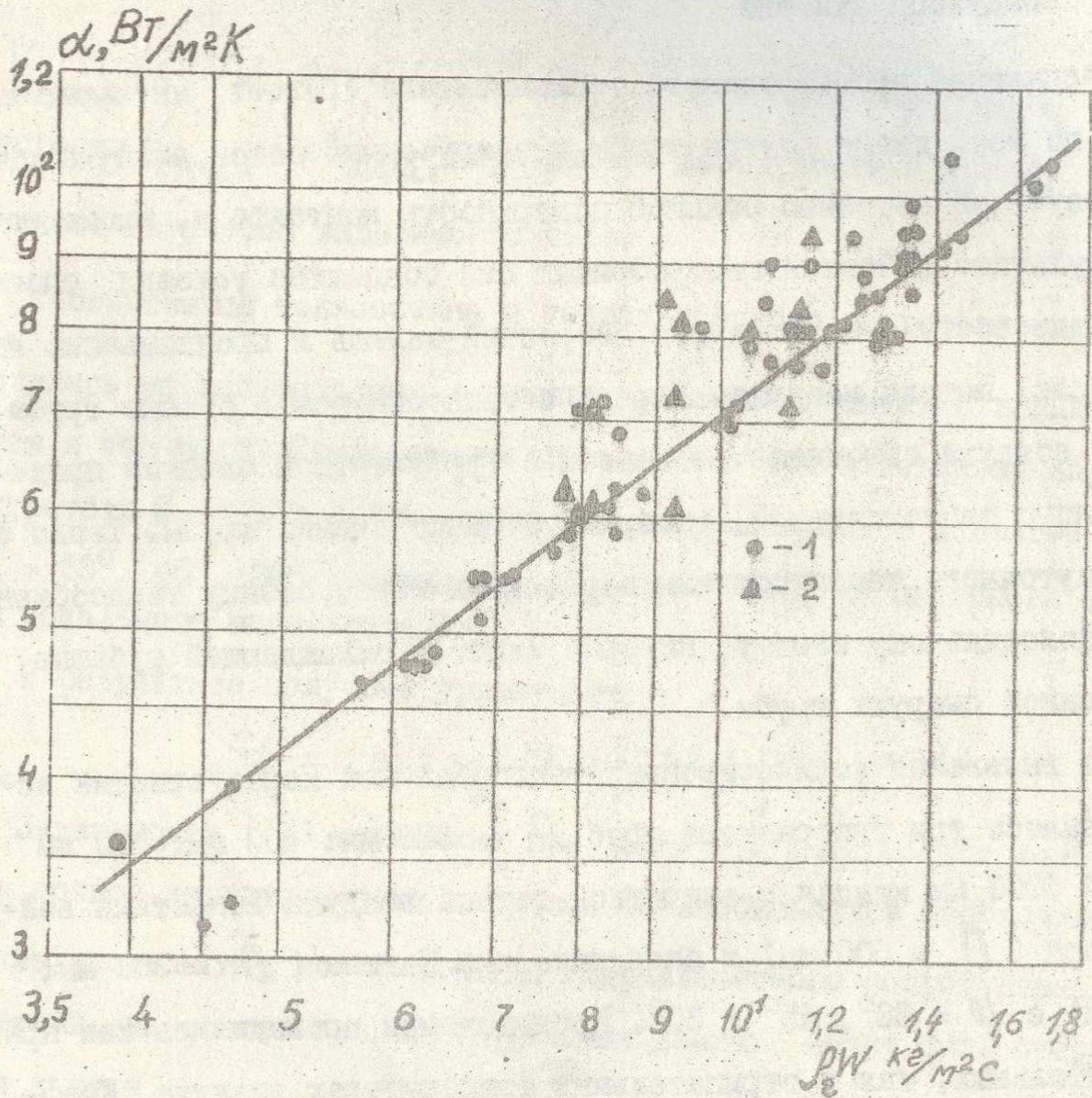
### 3. Исследование теплообмена в вихревом форсуночном воздухоохладителе

Распыление промежуточного теплоносителя (рассол, антифриз и др.) по всей длине внутри трубы в закрученный поток воздуха способствует образованию большой поверхности контакта и, кроме того в результате действия центробежных сил создаются условия, способствующие росту относительных скоростей капель и пронизыванию ими (поперек) потока воздуха. Наряду с теплообменом в объеме трубы поток воздуха обменивается теплом с турбулентной пленкой промежуточного теплоносителя, которая течет по стенке трубы. Тепло от промежуточного теплоносителя передается через стенку теплообменника холодильному агенту, который кипит в охлаждающей рубашке, устроенной снаружи трубы.

Для выявления количественных теплообменных характеристик исследовались три типоразмера труб  $D = 300$  мм; 400 мм; 600 мм длиной 4000 мм каждая с закруткой потока воздуха лопастями вентилятора ( $D = 600$  мм) и завихрителями III типа ( $D = 300$  мм; 400 мм) с  $\varphi = 30^\circ$ ,  $45^\circ$  и  $60^\circ$ . Исследования проводились как при положительных, так и отрицательных температурах воздуха. Коэффициент теплоотдачи определялся из следующего уравнения:

$$\alpha_{\text{сух}} = \alpha_{\text{прив}} / \beta' \quad (16)$$

Испытания подтвердили значительную эффективность вихревого форсуночного теплообменника. Коэффициент теплоотдачи от воздуха к внутренней поверхности трубы в отдельных опытах достигал  $\alpha_{\text{сух}} = 650$  Вт/м<sup>2</sup>К. Выявлено, что с уменьшением диаметра труб теплообмен возрастает, ввиду чего в скороморозильных аппаратах использовались трубы с диаметром 300 мм, более приемлемые с точки зрения



сокращения габаритных характеристик.

Все эксперименты проведены для прямоточных вихревых воздухоохлаждателей (направление движения воздуха и направление впрыска промежуточного теплоносителя через форсунки совпадают). Это было связано, во-первых, с тем, что прямоточное движение капель способствовало некоторому эжектированию воздуха через завихритель и снижало энергетические затраты (примерно на 5%) и, во-вторых, специально проведенные опыты показали, что при прочих одинаковых условиях коэффициент теплоотдачи при противотоке несколько ниже. Получена зависимость

$$\alpha_{\text{прямотока}} / \alpha_{\text{противотока}} = 1,24 (\rho_2 W_1)^{0,06} / G_a^{0,035} \quad (17)$$

В свою очередь связь между  $W_1$  и  $V_{\text{тр}}$  выразится в виде

$$V_{\text{тр}} = 1,33 W_1 / \cos \varphi \quad (18)$$

Для  $\rho_2 W_1 = 6,7 \dots 18 \text{ кг/м}^2 \text{ с}$ ,  $G_a = 4000 \dots 7000 \text{ кг/час}$  (труба  $D = 400 \text{ мм}$   $\varphi = 45^\circ$ )  $\alpha_{\text{прямотока}} / \alpha_{\text{противотока}} = 1,03 \dots 1,09$ .

Процесс теплообмена двухфазного полидисперсного потока капель жидкости и воздуха, закрученного на входе в горизонтальную трубу с наложением на него действия центробежных сил, является довольно сложным и мало изученным. Известно, что центробежные форсунки, при дроблении жидкости, образуют капли разного размера, начиная с  $d_k = 0,1 \text{ мм}$  и кончая  $d_k \approx 2 \text{ мм}$ . Количество тепла, отбираемое от воздуха каплями жидкости на пути форсунка - внутренняя поверхность трубы будет зависеть от размера и количества капель (поверхность капель) перепада температур, коэффициента теплоотдачи и времени контакта капель с потоком воздуха.

Обработка 346 опытов по критерию наименьших квадратов позволила получить следующее уравнение:

$$Nu = 0,614 \cdot Re_e^{0,62} \cdot (D/d_k)^{0,06} \cdot \psi_\varphi^{0,53} \cdot (G_a/G)^{0,08} \cdot Re_{\text{ж}}^{0,29} \cdot (L/D)^{-0,42} \quad (19)$$

Расчеты проводились в институте математики АН МССР на ЭВМ БЭСМ-4.

Уравнение (19) применимо при  $Re_2 = 10^5 \dots 5 \cdot 10^5$ ;

$D/d_k = 3,9 \cdot 10^2 \dots 2,9 \cdot 10^3$ ;  $\Psi_\varphi = 1,51 \dots 2,05$ ;

$G_a/G_b = 0,3 \dots 4,15$ ;  $Re_{ж} = 80 \dots 300$ ;  $L/D = 6,55 \dots 13,3$ .

#### 4. Исследование теплообмена при выпаривании жидкости в быстродвижущейся закрученной пленке

Из-за деконцентрации промежуточного теплоносителя при контакте с влажным воздухом в вихревом форсуночном воздухоохладителе периодически необходимо восстанавливать его концентрацию. В противном случае происходит выпораживание воды из раствора и лед намерзает на поверхности теплообмена, в результате чего нарушается работа аппарата. Поэтому из системы необходимо периодически или непрерывно отбирать часть жидкости, пропускать ее через рекуперативный теплообменник, концентрировать и затем снова возвращать в систему.

Для концентрирования промежуточного теплоносителя был исследован и разработан интенсивный выпарной теплообменник с выпариванием жидкости в тонкой закрученной ниспадающей пленке, представляющей собой вертикальную трубу с паровой рубашкой. В верхней части трубы устанавливался завихритель для закрутки циркулирующего по замкнутому кольцу пара, а ниже под завихрителем впрыскивался на внутреннюю стенку трубы промежуточный теплоноситель.

В результате действия сил трения между закрученным циркулирующим паром и жидкостью, последняя размывалась тонким слоем по поверхности теплообмена и интенсивно испарялась. Циркуляция осуществлялась с помощью вентилятора. Избыток пара из кольца цирку-

ляции выпускался в атмосферу.

В рубашку теплообменника подавался греющий пар. Концентрат промежуточного теплоносителя собирался в нижней части теплообменника в специальном сборнике, откуда поступал в воздухоохладитель. Отделение капель концентрированного промежуточного теплоносителя от циркулирующего пара осуществлялось в сепараторе, выполненном из колец Рашига.

Исследование теплоотдачи для описанной конструкции теплообменника проводилось на специальном стенде, где определялось влияние на теплообмен расхода промежуточного теплоносителя и тепловой нагрузки, изучалось изменение коэффициента теплоотдачи в зависимости от скорости вторичного пара, высоты аппарата и теплофизических свойств выпариваемой жидкости. Опыты проводили на воде и водном растворе хлористого кальция. Экспериментальный теплообменник был выполнен из трубы диаметром 200 мм. На наружной поверхности было устроено четыре отдельных греющих рубашки высотой по 400 мм каждая, что позволяло проводить исследования теплоотдачи в зависимости от высоты трубы. Было обработано методом многофакторного корреляционного и регрессивного анализа 577 опытов, вычисления проводились на ЭЦВМ "Минск-22М".

Исследования обобщены критериальным уравнением вида

$$Nu = 3,27 \cdot 10^{-4} \cdot Re_{ж}^{0,35} \cdot Re_2^{0,25} \cdot Re^*{}^{0,60} \cdot Pr^{0,40} \cdot (H/D)^{0,32}, \quad (20)$$

которое справедливо для следующих условий:

$$Re_{ж} = 120 \dots 5000; \quad Re_2 = (7,6 \dots 32,6) 10^4; \quad Re^* = 9 \dots 100;$$

$$Pr = 1,7 \dots 12; \quad H/D = 2 \dots 8.$$

Исследованный пленочный испаритель относится к интенсивным теплообменникам. Об этом свидетельствуют высокие коэффициенты теплоотдачи от внутренней стенке к жидкости, достигающие 16000 Вт/м<sup>2</sup>·К.

## 5. Замораживание плодовоовощного сырья в псевдооживленном и плотном слоях

При замораживании плодов и овощей наиболее трудноопределяемым технологическим параметром является продолжительность замораживания. Из холодильной технологии известно, что время замораживания может быть определено из выражения

$$\tau_{\text{зам}} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3. \quad (21)$$

Первая стадия процесса замораживания  $\tau_1$ , т.е. время, необходимое для достижения температуры на поверхности тела, равной криоскопической, определяется по Лыкову А.В. зависимостью

$$\theta = \frac{T(r, \tau) - T_0}{T_c - T_0} = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} A_n \frac{R \cdot \sin \mu_n \frac{r}{R}}{\mu_n R} \exp(-\mu_n^2 Fo). \quad (22)$$

Уравнение (22) дает возможность получить распределение температур в теле в конце первой стадии и в частности в центре тела (шара)  $T_{\text{ц.н.}} = T_2(0, 0)$ , которая соответствует началу второго этапа  $\tau_2 = 0$ . Во время второй стадии ( $\tau_2$ ) происходит промораживание тела и температура в центре понижается до криоскопической температуры. Для второй стадии процесса замораживания было получено уравнение

$$\begin{aligned} \tau_2 = & 6,95 \cdot 10^{-3} \cdot P_2 \left\{ (K_1 - R)^2 [32K_1(K_1 - R) - 36K_1^2 - \right. \\ & \left. - 9(K_1 - R)^2] + 27,6 [K_1^4 - R^3(4K_1 - 3R)] \lg \left( \frac{K_1 - R}{K_1} \right) + 13K_1^4 \right\} + \\ & + 8,34 \cdot 10^{-2} \cdot P_1 R^3 (4K_1 - 3R) - P_3 R^{\frac{K_2+3}{K_2+3} - \frac{R}{K_2+4}}, \quad (23) \end{aligned}$$

где

$$P_1 = \frac{\rho_1 \rho_2}{\lambda_1 R^2 (T_{\text{кр}} - T_c)}, \quad P_2 = \frac{c_1 \rho_1}{\lambda_1 R^2}, \quad P_3 = \frac{c_2 \rho_2 \eta_2 (T_{\text{кр}} - T_{\text{ц.н.}}) (3 + K_2)}{3 \lambda_1 R^{K_2+2} (T_{\text{кр}} - T_c) (3 + \eta_2)}$$

Величина  $K_2$  зависит от  $Bi_1$ . Обработка опытных данных позволила получить уравнение

$$K_2 = 5,75 \cdot Bi_1^{-0,49} \quad (24)$$

Физические константы, кроме  $\rho'$ , входящие в  $P_1$ ,  $P_2$  и  $P_3$  для замороженного слоя, выбираются по температуре, соответствующей среднеинтегральному количеству выморозенной влаги в процессе замораживания. Тепло фазового перехода  $\rho'$  определяется по среднеобъемной температуре, равной

$$\bar{T}(r) = T_{кр} + \frac{T_{кр} - T_1}{\left[\frac{1}{Bi_1} + 1\right]R} \left(2 - 0,75 \frac{R^4 - r^4}{R^3 - r^3}\right) \quad (25)$$

Время замораживания для третьей стадии можно определить также по Лыкову А.В., используя следующее уравнение:

$$T_c - T(r, \tau) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2M_n}{M_n - \sin M_n \cdot \cos M_n} \cdot \frac{\sin M_n \frac{r}{R}}{rR}$$

$$\cdot \int_0^R r \cdot f_1(r) \sin M_n \frac{r}{R} dr \cdot \exp(-M_n^2 \cdot Fo),$$

(26)

в этом уравнении

$$f_1(r) = T_c - T_{кр} + \frac{T_{кр} - T_c}{\left(\frac{1}{Bi_1} + 1\right)} \cdot \frac{r}{R} \quad (27)$$

Подставив (27) в (26), произведя интегрирование и ограничиваясь первым членом ряда получим

$$\tau_3 = \frac{2,3R^2}{a_1 M_n^2} \lg \left\{ \frac{T_c - T_{кр}}{T_c - T(r, \tau)} \right\} \cdot \frac{2R}{M_n - \sin M_n \cdot \cos M_n} \cdot \frac{\sin M_n \frac{r}{R}}{r M_n}$$

$$\cdot \left[ (\sin M_n - M_n \cos M_n) - \frac{1}{\left(\frac{1}{Bi_1} + 1\right) M_n} \left[ M_n (2 \sin M_n - M_n \cos M_n) + 2 (\cos M_n - 1) \right] \right] \quad (28)$$

Теплофизические константы, входящие в (28), определяются по среднеобъемной температуре, которая находится по среднеинтегральному количеству вымороженной воды в процессе переохлаждения.

Формула (28) справедлива для условий  $0 < r < R$ , однако принимая малые значения  $r/R \approx 0,05$ , можно определить время, необходимое для получения требуемой температуры в центре шара. Следует отметить, что вычисления, связанные с определением  $T_{зам}$  довольно громоздки, а поэтому для условий практики была построена номограмма рис.3. Номограмма применима для плодов и овощей с содержанием влаги 78...86% с начальной температурой  $T = 288 \dots 298 \text{ K}$ .

В уравнениях (22), (23) и (28) теплофизические, геометрические и технологические параметры продуктов известны, неизвестным является коэффициент теплоотдачи от продукта к охлаждающему воздуху. По этой причине были проведены исследования теплообмена при замораживании плодов и овощей в псевдооживленном и плотном слоях.

Результаты опытов были обобщены критериальными уравнениями для псевдооживленного слоя

$$Nu = 0,0033 Re_{\phi}^{1,18}, \quad (29)$$

и для плотного слоя

$$Nu = 0,123 Re^{0,74}. \quad (30)$$

Уравнение (29) применимо для  $Re_{\phi} = 2000 \dots 25000$ , а уравнение (30) для  $Re = 1600 \dots 31000$ .

Сопротивление плотного слоя плодов и овощей определялись по формуле Н.М.Жаворонкова

$$\Delta p = 3f_{\phi} \frac{H_0}{d_{экв.}} \cdot \frac{(1-m_0)}{\psi_1 \cdot m_0^3} \cdot \rho_2 \cdot W_{\phi}^2. \quad (31)$$

В уравнении (31) неизвестными являются  $f_{\phi}$ ,  $m_0$  и  $\psi_1$ . В результате обработки опытных данных была получена зависимость коэф-

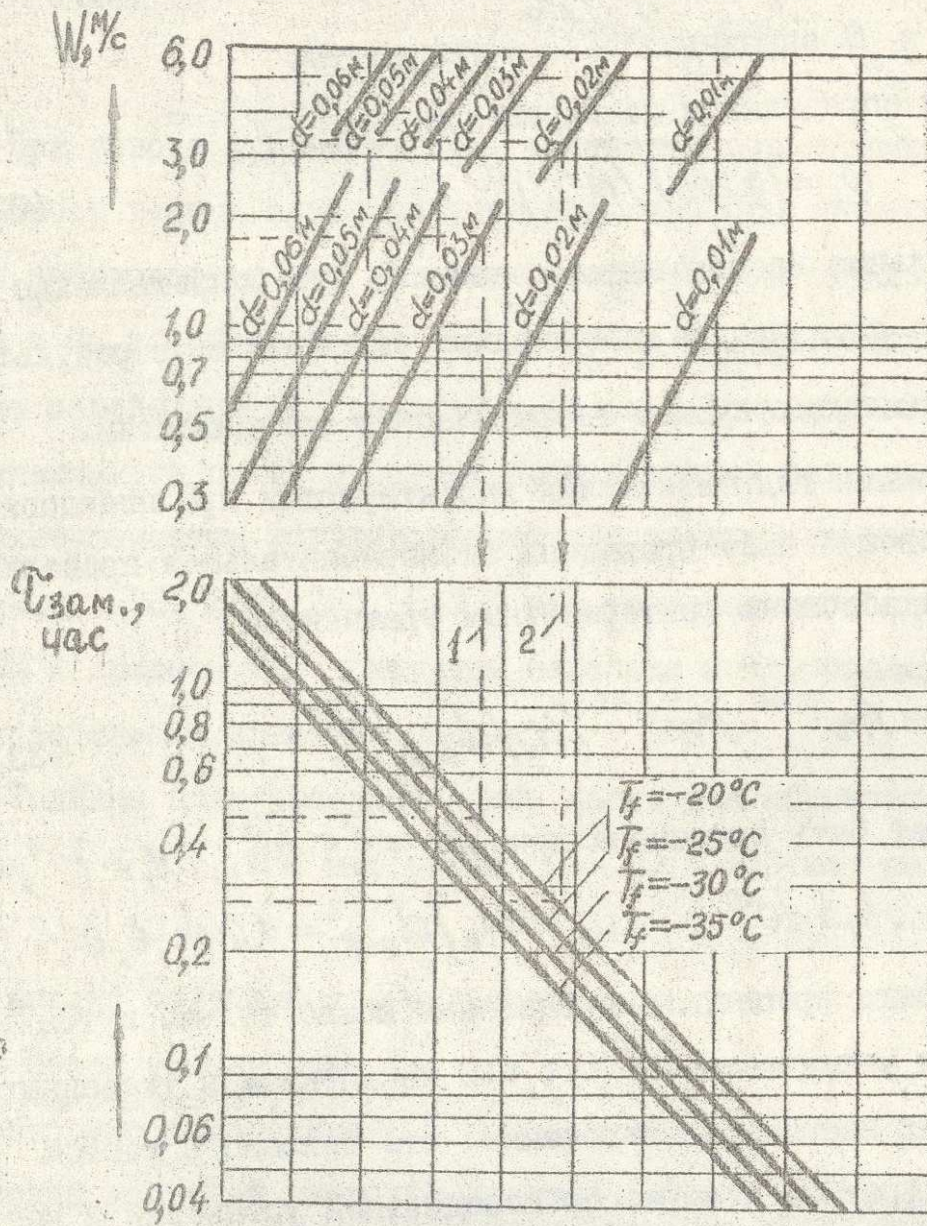


Рис. 3. Номограмма для определения времени замораживания шарообразных плодов и овощей в зависимости от скорости воздуха, диаметра плода и температура охлаждающего воздуха.

1 - плотный слой; 2 - псевдооживленный слой.

коэффициента сопротивления  $f_{\Sigma}$  в зависимости от числа Рейнольдса.

Порозность неподвижного слоя определялась по формуле

$$m_0 = 1 - \rho_n / \rho_0$$

Величины  $\rho_n$  и  $\rho$  определялись опытным путем.

Фактор формы определялся из выражения

$$\varphi_1 = (0,205 F / v^{2/3})^{0,5} \quad (32)$$

Экспериментальные исследования показали, что сопротивление псевдооживленного слоя плодов значительно отличается от результатов полученных по существующим теоретическим зависимостям.

С целью уточнения гидравлических характеристик при псевдооживлении плодов и овощей была проведена экспериментальная проверка, а опытные данные обобщены критериальным уравнением

$$Eu = Ax^{0,86} \cdot Re^{-1,73} \cdot (H_0 / d_{\text{экв.}})^{0,89} \quad (33)$$

Формула (33) может быть применена при  $Re = 1,5 \cdot 10^3 \dots 1,7 \cdot 10^4$ ,  
 $Ax = 3 \cdot 10^7 \dots 4,5 \cdot 10^9$  и  $H_0 / d_{\text{экв.}} = 1,0 \dots 6,0$ .

Интенсифицировать процесс замораживания можно только путем понижения  $T_c$  или увеличением  $Vi$ , или изменением в указанных направлениях обеих величин одновременно, что связано с ростом энергетических затрат на компрессор холодильной установки и вентиляторы скороморозильного аппарата.

Мощность в кВт, затрачиваемая на преодоление сопротивления плотного слоя плодовоовощного сырья, отнесенная к площади транспортной сетки  $1 \text{ м}^2$  в зависимости от массовой скорости, высоты слоя, порозности и размера плода в интервале температур охлаждающего воздуха  $T_c = 258 \dots 243 \text{ К}$  с учетом (30) и (31) равна

$$N_1 = 1,58 \cdot 10^{-3} \cdot f_{\Sigma} \cdot \frac{H_0}{d_{\text{экв.}}} \cdot \frac{1 - m_0}{\varphi_1 m_0^3} (\rho_2 W)^3 \quad (34)$$

Для псевдооживленного слоя выражение для мощности в кВт с учетом (29), (33) и вышеупомянутых условий может быть представлено уравнением

$$N_2 = 1,95(\rho_2 W)^{1,27} \cdot H_0^{0,89} \quad (35)$$

При выводе уравнение (35) плотность сырья принята  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$

Выбор режима замораживания возможен при совместном рассмотрении энергозатрат как на вентиляторы скороморозильного аппарата, так и на компрессор для производства холода. Такие зависимости нами определены для различных условий (определена мощность двухступенчатого цикла с полным промежуточным охлаждением агента и двухступенчатым регулированием для четырех температур испарения аммиака 233, 236, 240, 243 К при температуре конденсации, равной 303К и среднем температурном перепаде между охлаждающим воздухом и холодильным агентом, равным  $\Delta T = 10\text{К}$ ).

Толщина слоя продукта изменялась: для абрикосов  $H_0 = 40 \dots 200 \text{ мм}$ ; слив  $H_0 = 30 \dots 180 \text{ мм}$ ; вишен  $H_0 = 30 \dots 100 \text{ мм}$ ; зеленого горошка  $H_0 = 30 \dots 50 \text{ мм}$ .

Анализ полученных результатов с энергетической и технологической точек зрения показал, что мелкоплодное сырье (до  $d_{\text{экв}} \leq 20 \text{ мм}$ ) необходимо замораживать в псевдооживленном слое при сравнительно высокой массовой скорости воздуха ( $W_{\text{фр}} \approx 2W_{\text{крит}}$ ) и сравнительно повышенной температуре охлаждающего воздуха  $T_c = 245 \dots 250\text{К}$ , а крупноплодное сырье ( $d_{\text{экв}} \geq 20 \text{ мм}$ ) – в плотном слое и при сравнительно низких температурах  $T_c = 238 \dots 245\text{К}$ .

При исследовании энергетических затрат на компрессор и вентилятор при замораживании плодоовощного сырья в плотном слое температура охлаждающего воздуха относилась к точке, находящейся посередине длины рабочей ветви ленты сетчатого транспортера в толще слоя, равной половине его общей высоты. Такой выбор темпе-

ратуры связан с тем, что последняя претерпевает значительные изменения как при прохождении воздуха через слой, так и по длине транспортной ленты, ввиду чего замораживание осуществляется по высоте слоя неравномерно.

Дифференциальное уравнение для замораживания плодовоовощного сырья в плотном слое в общем виде для нашего случая может быть записано:

$$W_x \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{q_T}{\rho_2 c_p} = 0. \quad (36)$$

В уравнении (36) разделив переменные и произведя интегрирование, получим

$$T = \frac{q_T}{W_x \rho_2 c_p} + C. \quad (37)$$

Определив постоянную  $C$  из граничных условий, выразив  $q_T$  через приведенный тепловой поток, полученный при обработке экспериментальных данных, который равен

$$\bar{q} = q_T / q_{max} = \exp(-2,1 \tau / \tau_{max}),$$

заменив  $\tau$  и  $\tau_{max}$  соответственно их значениями  $l/w_1$  и  $L/w_1$ , подставив значение

$$q_{max} = G_1 [(i_2 - i_1) + c_1 (T_2 - T_c)] / \tau_{max}, \quad (38)$$

получим

$$T = T_1 + \frac{\rho x (1 - \bar{m}) [(i_2 - i_1) + c_1 (T_2 - T_c)]}{W_x \rho_2 c_p \tau_{max}} \exp(-2,1 l/L). \quad (39)$$

Анализ уравнения (39) показывает, что температура воздуха с перемещением продукта по транспортной ленте возрастает по экспоненциальному закону. Следовательно, все слои продукта после первого замораживаются при переменной температуре воздуха. Последнее несколько усложняет расчет времени замораживания. В этом случае можно заменить температуру, изменяющуюся по кривой, ее

среднеинтегральным значением перед каждым слоем. Такая замена позволяет определить время замораживания по формулам (22), (23) и (28). Большой погрешности при этом не получается. Это было подтверждено специальными экспериментами по замораживанию, которые проводились при переменной температуре окружающей среды.

С учетом (39) среднеинтегральная температура равна

$$T = \frac{1}{L} \int_0^L [T_{нач.} + A \exp(-2,1 l/L)] dl, \quad (40)$$

где

$$A = \frac{\rho x (1 - \bar{m}) [(i_1 - i_2) + c_1 (T_2 - T_c)]}{W_x \rho_2 c_p T_{max}}$$

Проинтегрировав уравнение (40) найдем значение температуры

$$T = T_c - \frac{A}{2,1} [\exp(-2,1) - 1]. \quad (41)$$

Проведенные расчеты и исследования показали, что время замораживания насыпи можно определять с учетом температуры для среднего слоя, которая определяется из (41) при подстановке в выражение для  $A$   $x = 0,5 H_0$ .

## 6. Теплопередача вихревых теплообменников

На рис. 4 показаны основные варианты конструктивного исполнения вихревых теплообменников, которые применяются или могут найти применение в промышленности.

С точки зрения теплопередачи это, в основном, поверхности с продольными ребрами за исключением вариантов I и IV, для первого из которых теплопередача может рассчитываться как через плоскую стенку, а для IV варианта - как для трубы с поперечным оребрением. Более сложной является теплопередача для II и V вариантов. Вариант III с точки зрения расчета теплопередачи не отличается от варианта II, а VI - от варианта V. По этой причине рассматривает-

ся теплопередача варианта П и У.

6.1. Теплопередача вихревого теплообменника (вариант П)  
при двухстороннем и одностороннем теплообмене.

Ребристый элемент такого теплообменника показан на рис.5, где даны все обозначения, направления тепловых потоков и геометрические размеры.

Общая тепловая нагрузка ребристого элемента будет равна

$$Q = 2(Q_K^I + Q_3 + Q_5), \quad (42)$$

где

$$Q_K^I = \frac{\alpha_0 l m \cdot th(mh_1) (T_0 - T_1) [th(m_1 h_2) / m_1 + th(m_2 h_3) / m_2]}{m \cdot th(mh_1) + m_1 \cdot th(m_1 h_2) + m_2 \cdot th(m_2 h_3)},$$

$$m = [(\alpha_2 + \alpha_1) / \lambda \delta]^{0,5}, \quad m_1 = [(\alpha + \alpha_0) / \lambda \delta]^{0,5},$$

$$m_2 = [(\alpha_2 + \alpha_0) / \lambda \delta]^{0,5},$$

$$Q_3 = \alpha_1 l \left[ -\frac{(Q_K^I / A_1) - b_1 / m_1^2}{m_1} \cdot th(m_1 h_2) - b_1 h_2 / m_1^2 \right],$$

$$A_1 = \lambda \delta l m \cdot th(mh_1), \quad b_1 = \alpha_0 (T_0 - T_1) / \lambda \delta, \quad b_2 = \alpha_0 (T_0 - T_1) / \lambda \delta,$$

$$Q_5 = \alpha_2 l \left\{ -\left[ (Q_K^I / A_1) - b_2 / m_2^2 \right] \cdot th(m_2 h_3) - b_2 h_3 / m_2^2 \right\}.$$

6.2. Теплопередача вихревого теплообменника (вариант У)  
при двухстороннем теплообмене

Общий вид ребристого элемента и схема подвода тепла показаны на рис.6. Для этого случая общая тепловая нагрузка запишется в

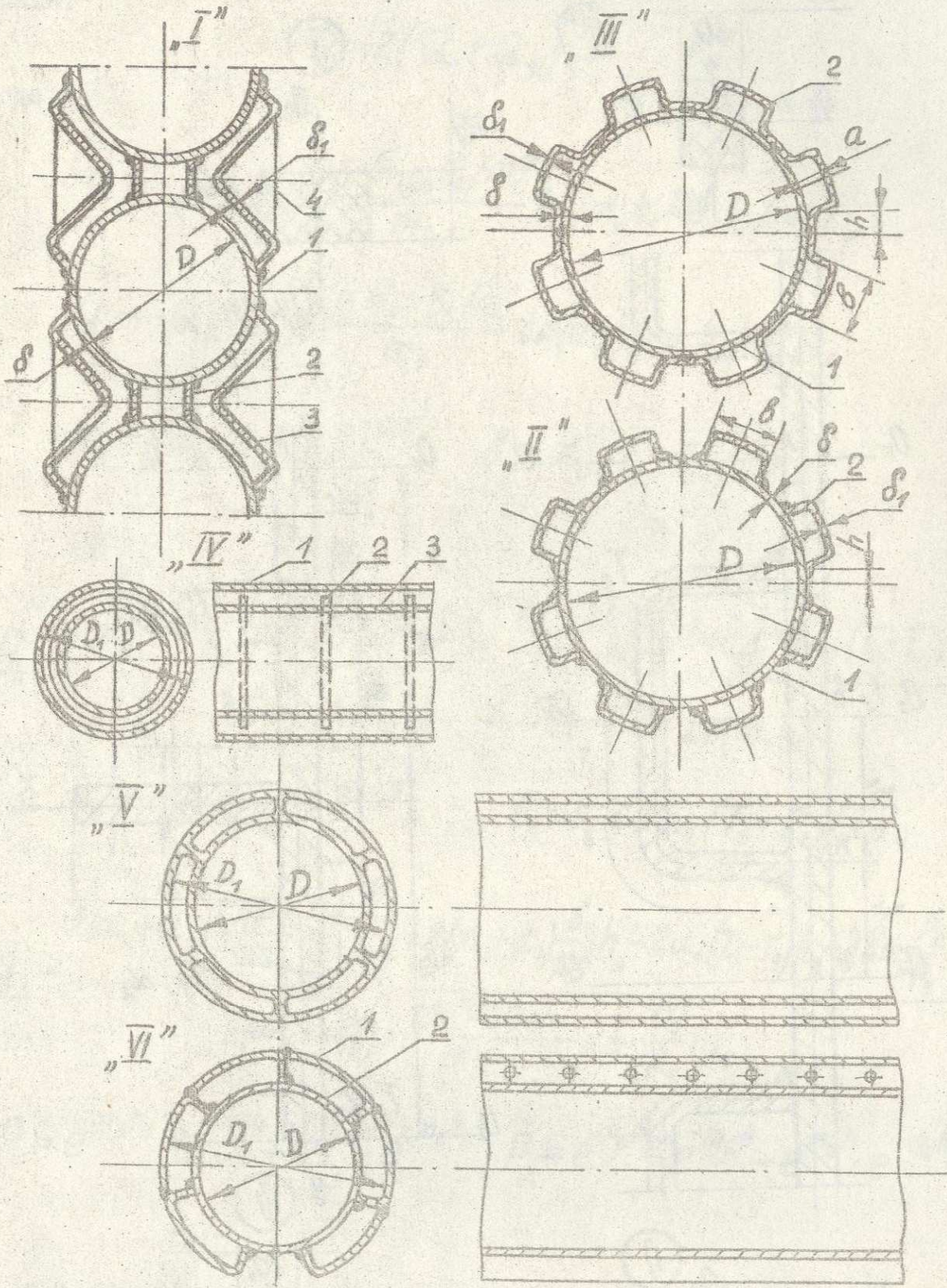


Рис. 4. Конструкции труб вихревых теплообменников  
(поперечный и продольные разрезы).

Вариант I, 1 - труба; 2 - стальные полосы; 3 - боковые стенки;  
4 - ребра жесткости.

Вариант II, 1 - труба, 2 - стенка канала. Вариант III - 1 - труба,  
2 - стенка канала. Вариант IV - 1, 3 - трубы,  
2 - кольца жесткости. Вариант V. Вариант VI -  
1 - стенка канала, 2 труба.

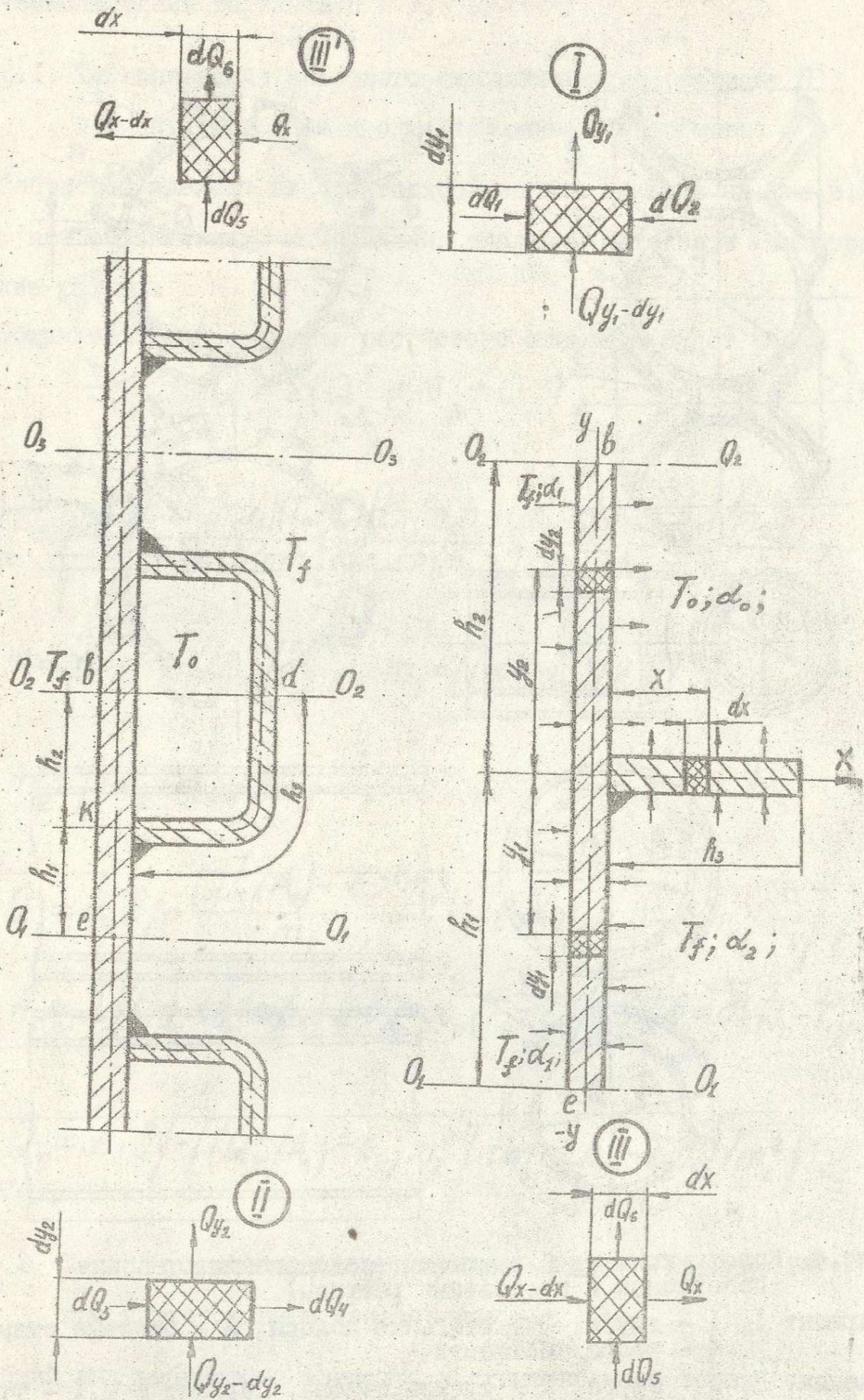


Рис. 5. Общий вид ребристого элемента и схема направления тепловых потоков.

виде:

$$Q = 2(Q_1 + Q_2),$$

(43)

где

$$Q_1 = -(\alpha_1 + \alpha_0) b \left[ \frac{\theta_k - b_1/m_1^2}{m_1} \operatorname{th}(m_1 h_1 - b_1 h_1 / m_1^2) \right],$$

$$Q_2 = -(\alpha_2 + \alpha_0) b \left[ \frac{\theta_k - b_1/m_1^2}{m_1} \operatorname{th}(m_1 h_1 - b_1 h_1 / m_1^2) \right],$$

$$m_3 = [(\alpha_2 - \alpha_0) / \lambda \delta]^{0,5}, \quad b_3 = \alpha_0 (T_1 - T_0) / \lambda \delta,$$

$$\theta_k = \frac{-\frac{b_5}{m_5^2} \lambda \delta m_5 \cdot \operatorname{th}(m_5 h) + 2(\alpha_1 + \alpha_0) \cdot \frac{b_1}{m_1^2} \left[ \frac{\operatorname{th}(m_1 h_1)}{m_1} + h_1 \right] - 2\alpha_0 (T_0 - T_1) h_1}{\lambda \delta m_5 \cdot \operatorname{th}(m_5 h) + \frac{2(\alpha_1 + \alpha_0)}{m_1} \operatorname{th}(m_1 h_1)},$$

$$m_5 = m_6 = (2\alpha_0 / \lambda \delta)^{0,5}, \quad b_5 = b_6 = 2\alpha_0 (T_0 - T_1) / \lambda \delta,$$

$$\theta_d = \frac{2(\alpha_2 + \alpha_0) \frac{\operatorname{th}(m_3 h_3)}{m_3} \frac{b_3}{m_3^2} + 2(\alpha_2 + \alpha_0) \frac{b_3}{m_3^2} h_3 - 2\alpha_0 (T_0 - T_1) h_3 - \lambda \delta m_5 \frac{P_2}{P_1} \frac{b_6}{m_6^2}}{2(\alpha_2 + \alpha_0) \cdot \frac{\operatorname{th}(m_3 h_3)}{m_3} - \lambda \delta \frac{P_2}{P_1} m_6},$$

$$P_1 = e^{m_6 h_5} \cdot e^{-m_6 h} + e^{m_6 h} \cdot e^{-m_6 h_5}, \quad P_2 = e^{m_6 h_5} \cdot e^{-m_6 h} - e^{m_6 h} \cdot e^{-m_6 h_5}.$$

6.3. Теплопередача вихревого теплообменника при одностороннем теплообмене (вариант У)

Общий вид ребристого элемента и схема подвода тепла показаны на рис. 7. Количество тепла, подводимое к ребристому элементу, равно





$$Q_{\text{общ}} = 2\alpha_0 l \left\{ 2(T_1 - T_0)(h_2 + h_3) - \frac{(\theta_k - T_0 + T_1) \cdot \text{th}(m_2 h_2)}{m_2} + \right. \\ \left. + \frac{1}{m_5 \text{sh}(m_5 h_5)} \left[ \theta_d - 2 \frac{b_5}{m_5^2} + \theta_k \right] [\text{ch}(m_5 h_5) - 1] - \frac{(\theta_d - T_0 + T_1) \text{th}(m_3 h_3)}{m_3} \right\}. \quad (44)$$

В свою очередь, величины  $\theta_k$  и  $\theta_d$  были определены из уравнений теплового баланса, в результате чего получено:

$$\theta_k = \frac{B_2 B_3 - B_4 B_1}{B_1 B_5 - B_3^2}, \quad (53) \quad \text{и} \quad \theta_d = \frac{B_2}{B_1} + \frac{B_3}{B_1} \left( \frac{B_2 B_3 - B_4 B_1}{B_1 B_5 - B_3^2} \right), \quad (54)$$

где

$$B_1 = 2\alpha_0 \frac{\text{th}(m_3 h_3)}{m_3} - \lambda \delta m_5 \cdot \text{cth}(m_5 h_5), \\ B_2 = 2\alpha_0 (T_1 - T_0) \left[ 2h_3 - \frac{\text{th}(m_3 h_3)}{m_3} - \lambda \delta \frac{b_5}{m_5^2} \cdot \frac{m_5}{\text{sh}(m_5 h_5)} [\text{ch}(m_5 h_5) - 1] \right], \\ B_3 = \lambda \delta \frac{m_5}{\text{sh}(m_5 h_5)}, \quad B_4 = \lambda \delta \frac{m_5}{\text{sh}(m_5 h_5)} \cdot \frac{b_5}{m_5^2} [1 - \text{ch}(m_5 h_5)] + \\ + \frac{2(\alpha_1 + \alpha_0) B_1}{m_1^2} \left[ \frac{\text{th}(m_1 h_1)}{m_1} + h_1 \right] + 2\alpha_0 (T_0 - T_1) h_1, \\ B_5 = \lambda \delta m_5 \cdot \text{cth}(m_5 h_5) + \frac{2(\alpha_1 + \alpha_0)}{m_1} \cdot \text{th}(m_1 h_1).$$

С учетом описанных условий теплообмена, уравнения (42), (43) и (44) позволяют производить необходимые расчеты тепловых нагрузок ребристых элементов в воздухоохладителях новых скороморозильных аппаратов.

#### ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. На основе гидродинамических исследований разработаны мало энерго и металлоемкие завихрители воздухоохладителей скороморозильных аппаратов.
2. Доказано, что скоростные поля, формируемые завихрителями разных конструкций на длине трубы, равной  $2D$ , практически одинаковы, что позволило в вихревых теплообменниках использовать

оптимальные конструкции завихрителей. Уменьшение угла установки лопастей завихрителя  $\varphi$ , а также устройства в нем диафрагм трансформирует скоростные поля, смещая их *max* ближе к центру, что отрицательно влияет на интенсивность теплообмена.

3. Определено, что расход воздуха не влияет на профили относительных тангенциальных и аксиальных составляющих общего вектора скорости. Профили изменяются только по длине трубы. Установлено, что крутка потока воздуха, при  $\varphi = 60^\circ$ , затухает на длине, равной примерно 70 калибров, что незначительно отразится на интенсивности теплообмена для рекомендуемых теплообменников диаметром 300...400 мм и длиной до 6000 мм.
4. Исследования подтвердили высокую интенсивность вихревых теплообменников для камер холодильников, где коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке достигал значений  $\alpha_{сух} = 100 \text{ Вт/м}^2\text{К}$  ( $D = 400 \text{ мм}$ )  $\rho_a W = 16 \text{ кг/м}^2\text{с}$ ). Увеличение коэффициента влаговыделения способствует росту коэффициента теплоотдачи путем большей турбулизации кристаллами инея пограничного слоя. Разработано и испытано с положительными результатами устройство для периодической или непрерывной очистки инея с внутренней поверхности трубы. Получены критериальные зависимости для коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления необходимые для проведения инженерных расчетов.
5. Сравнительные исследования энергетических и технико-экономических характеристик вихревых теплообменников в условиях их работы на холодильниках свидетельствуют о том, что они являются конкурентноспособными с применяемыми в настоящее время ребристо-трубными воздухоохладителями. В эксплуатационном же плане они обладают тем преимуществом, что не требуют остановок для их оттайки и дополнительных устройств для удаления талой воды из холодного контура холодильника.

6. Исследован теплообмен трех типоразмеров промышленных вихревых форсуночных теплообменников, работающих в режиме охлаждения воздуха. Получены критериальные зависимости для определения коэффициента теплоотдачи. Экспериментально подтверждена их высокая интенсивность по сравнению с ребристыми трубными воздухоохладителями. В отдельных опытах коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке достигал  $650 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ .
7. Ввод (через форсунки) в закрученный поток воздуха распыленного промежуточного теплоносителя наряду с интенсификацией теплообмена способствует ликвидации инееобразования на охлаждающей поверхности, что с эксплуатационной точки зрения является преимуществом. Доказано, что проточное движение капель промежуточного теплоносителя и потока воздуха более интенсифицирует теплообмен и уменьшает энергетические затраты. Испытанные теплообменники, выполненные из труб меньшего диаметра по энергии, затрачиваемой на вентилятор, более экономичны.
8. При выполнении вихревых форсуночных теплообменников из труб больших диаметров ( $D = 400 \text{ мм}$ ) целесообразно закрутку потока воздуха осуществлять лопастями специального вентилятора.
9. На основе проведенных исследований вихревых форсуночных теплообменников разработаны и внедрены в промышленности интенсивные воздухоохладители (скороморозильные аппараты для замораживания плодовоовощного сырья), которые работают непрерывно без остановок для проведения оттайки.
10. Проведены экспериментальные исследования двух типоразмеров теплообменников для концентрирования, антифриза, водных растворов солей и других жидкостей, устанавливаемых в циркуляционном контуре промежуточного теплоносителя вихревых форсуночных воздухоохладителей. Данные эксперимента подтвердили, наряду с простой конструкцией, их высокую интенсивность и конкурентноспособность

с другими теплообменниками, для тех же целей (например "Лува" Швейцария, "Единство" Югославия). Полученный в отдельных опытах коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к выпариваемой пленке жидкости, равный  $16000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ , является тому свидетельством.

Обработка экспериментальных данных позволила получить критериальную зависимость для коэффициента теплоотдачи от внутренней стенки вертикальной трубы к ниспадающей закрученной быстродвижущейся кипящей пленке жидкости.

11. Проведенные исследования позволили разработать интенсивный теплообменник для концентрирования промежуточного теплоносителя, который используется в промышленности в комплекте со скороморозильными аппаратами для замораживания плодовоовощного сырья.

Такие теплообменники могут найти применение для концентрирования других жидкостей в пищевой, химической и других отраслях промышленности.

12. Получены зависимости для определения времени промораживания (до криоскопической температуры) на любую часть радиуса для шарообразного сырья, позволяющие провести анализ процесса замораживания, а также для определения времени охлаждения продукта от температуры в центре, равной криоскопической, до температуры, требуемой по холодильной технологии.

Разработан прибор для исследования температурных полей шарообразных продуктов, а на их основе определены показатели степени уравнений изменения температуры в немороженном и замороженном слоях, которые легли в основу полученных зависимостей для определения продолжительности замораживания.

13. Экспериментально подтверждено, что наиболее универсальным и интенсивным способом замораживания сыпучих продуктов является

ся замораживание в псевдооживленном и плотном слоях. Для проведения расчетов по замораживанию исследован теплообмен и гидродинамика плодоовощного сырья с диаметром  $d = 8 \dots 60$  мм, получены критериальные зависимости для определения коэффициента теплоотдачи от продукта к охлаждающему воздуху и сопротивления движению потока воздуха через слой насыпи.

Доказано, что замораживание в псевдооживленном слое не всегда с энергетической и технологической точек зрения целесообразно. Для плодов и овощей диаметром, большим 20 мм, замораживание в плотном слое становится выгоднее по сравнению с замораживанием в псевдооживленном слое. Обнаружено интересное явление, заключающееся в том, что рост скорости фильтрации при переходе от замораживания в плотном слое к замораживанию в псевдооживленном слое для мелкоплодного сырья ( $d = 8 \dots 15$  мм) сопровождается на определенном участке падением коэффициента теплоотдачи, что можно объяснить падением относительной скорости из-за увеличения живого сечения для прохода воздуха.

Определены параметры плодов и овощей (плотность, эквивалентный диаметр, насыпная плотность, порозность, коэффициент формы и критическая скорость псевдооживления), необходимые для проектирования скороморозильных аппаратов.

14. Рассмотрены особенности замораживания плодов и овощей в плотном слое. С учетом экспериментальных данных получены зависимости, учитывающие условия замораживания для каждого слоя насыпи и по длине транспортерной ленты. На этой основе доказано и предложено уравнение, подтверждающее, что время замораживания насыпи можно определить по ее среднему слою.
15. Предложено шесть конструкций вихревых теплообменников. На основе теоретических исследований выведены зависимости, с учетом

возможных вариаций, для расчета их теплопередачи.

16. На основе проведенных работ разработаны, испытаны и внедрены в промышленность интенсивные непрерывнодействующие скороморозильные установки для замораживания плодоовощного сырья. На их базе возможно создание таких же установок и для другого назначения.

### Условные обозначения

$A_n$  - начальные тепловые амплитуды для тел сферической формы;

$a$  - коэффициент температуропроводности;

$a_1$  - коэффициент температуропроводности замороженного продукта;

$Ar = g d_{экв}^3 (\rho - \rho_2) / \nu^2 \rho_2$  - число Архимеда;

$Bi_1 = \alpha R / \lambda_1$  - число Био для замороженного продукта;

$c, c_1, c_2, c_p$  - удельная теплоемкость соответственно, тела, замороженного продукта, немороженного продукта, воздуха при постоянном давлении;

$D, d$  - диаметр;

$d_k$  - диаметр капли;

$d_{экв} = (6G / \pi \rho T)^{0,5}$  - диаметр шара эквивалентного объему отдельных плодов;

$Eu = \Delta p / \rho_2 W_{ф}^2$  - число Эйлера;

$Fo = \alpha \tau / R^2$  - число Фурье;

$F$  - площадь поверхности;

$f_3$  - минимальная площадь поперечного сечения завихрителя;

$f_{тр}$  - площадь поперечного сечения трубы;

$f_2$  - коэффициент сопротивления плодоовощного сырья в плотном слое;

$G$  - масса, масса продукта отнесенная к единице объема, периметра;

$G_a, G_p$  - массовый расход, соответственно, промежуточного теплоносителя, воздуха;

$g$  - ускорение свободного падения;

$H_0$  - высота неподвижного слоя плодов;

$H$  - высота трубы;

$i_1, i_2$  - энтальпия, соответственно, замороженного и немороженного продукта;  $K_1 = R [(n_1 / Bi_1) + 1]^{1/n_1}$ ;

$L, l$  - длина;

$l_1$  - длина канала завихрителя;

- $M_0$  - число Маха на оси трубы ;  
 $m = 0,3965$  (для воздуха) ;  
 $\bar{m}, m_0$  - порозность неподвижного слоя, соответственно, средняя с шероховатой поверхностью частиц, плодов ;  
 $Nu = \alpha D / \lambda$  - число Нуссельта ;  
 $N_1, N_2$  - мощность затрачиваемая на преодоление воздухом сопротивления, соответственно, плотного слоя, псевдооживленного слоя ;  
 $n$  - число, количество, показатель степени ;  
 $n_1, n_2$  - показатель степени в уравнении, соответственно, замороженного, незамороженного продукта ;  
 $P$  - давление, давление торможения ;  
 $P_0$  - давление торможения на входе в трубу ;  
 $P_{ст}$  - статическое давление ;  $\bar{P} = P_{ст} / 0,5 \rho_2 V_{r \max}^2$  ;  
 $Pe^* = q \delta / \alpha \rho^* a$  - число Пекле ;  
 $Pr = \nu / a$  - число Прандтля ;  
 $Q$  - тепловой поток ;  $q$  - удельный тепловой поток ;  
 $q_w, q_r, q_{\max}$  - удельный тепловой поток, соответственно, на стенке, текущий, максимальный ;  
 $q(\lambda)$  - газодинамическая функция, которая определяется по распределению давлений  $P/P_0$  ;  
 $R$  - радиус ;  $\chi$  - скрытая теплота парообразования, текущий радиус трубы ;  
 $R' = \chi / \chi_0 ; R_{w r \max}$  - радиус трубы на котором тангенциальная составляющая вектора скорости принимает максимальное значение ;  
 $R_{w a \max}$  - радиус трубы на котором аксиальная составляющая вектора скорости принимает максимальное значение ;  
 $Re_D = Re_{D_1} + 5,2 \psi_r Re_T^{**}$  ;  $Re_{D_1} = w_1 D \rho_0 / \mu_0$  ;  $Re_{ж} = 4 G_1 / \mu g$  ;  $Re_{\varphi} = w_{\varphi} d / \nu$  ;  
 $Re_2 = w_2 D / \nu$  ;  $Re = w d_{экв} / \nu$  - число Рейнольдса ;  
 $Re_T^{**} = q_w x / c_p M_w (T_w - T_0) g$  - число Рейнольдса для теплового пограничного слоя ;  
 $St_0 = \alpha \sqrt{T_0} / m \rho_0 q(\lambda) c_p$  - число Стантона на внешней границе пограничного слоя ;  
 $T_c, T_{ц.н.}, T_{кр}, T_w, T_0, T_2, T_{нач}, T_e$  - температура, соответственно, среды (воздуха), центра тела в начале второй стадии охлаждения, криоскопическая, поверхности стенки, начальная продукта, или торможения воздуха на входе в трубу, продукта в конце замораживания, охлаждающего воздуха перед слоем продукта, адиа-

батическая стенки;

$V_t, V_{tmax}$  - тангенциальная составляющая вектора скорости, соответственно, текущая, максимальная;

$V_a, V_{amax}$  - аксиальная составляющая вектора скорости, соответственно, текущая, максимальная;  $V_{cr}$  - максимальная скорость в канале завихрителя (на выходе);  $V$  - объем продукта;  $W = W_{\phi} / m_0$

$W_1, W_2, W_{\phi}$  - скорость воздуха, соответственно, в промежутках между частицами, в поперечном сечении трубы, перед слоем продукта, фильтрации;  $W_{crit}$  - критическая скорость псевдооживления;

$W_a = V_a / V_{amax}$ ;  $W_t = V_t / V_{tmax}$ ;  $W_r$  - относительная радиальная составляющая общего вектора скорости;  $\bar{x} = L/D$ ;  $x$  - текущая высота плотного слоя;  $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи;  $\alpha_{сух.}$ ,  $\alpha_{прив.}$ ,

$\alpha_0$  - коэффициент теплоотдачи, соответственно, при отсутствии массообмена, при наличии массообмена, холодильного агента;

$\Delta P$  - напор воздушного потока;  $\delta$  - толщина;  $\theta$  - отношение избыточных температур;  $\varrho$  - толщина немороженого слоя;  $\lambda, \lambda_1, \lambda_2$  - коэффициент теплопроводности, соответственно тела, замороженного продукта, немороженного продукта;  $\mu$  - коэффициент динамической вязкости;  $\mu_0$  - коэффициент динамической вязкости на оси трубы;  $\mu_n$  - корни характеристического уравнения;  $\nu$  - коэффициент кинематической вязкости;  $\xi$  - коэффициент сопротивления;  $\xi'$  - коэффициент влаговыпадения;  $\rho$  - плотность;  $\rho_{нз}, \rho_{жз}, \rho_{гз}, \rho', \rho_1, \rho_2, \rho_0$  - плотность, соответственно, насыпная, жидкости, газа, пара, замороженного продукта, немороженного продукта, воздуха на оси трубы;  $\rho'$  - теплота фазового перехода;  $\tau$  - время;  $\tau_{max}$  - время замораживания продукта;  $\varphi_n, \varphi_0 = 60^\circ$  - угол установки закручивающих лопастей на выходе воздуха из завихрителя, соответственно, для III типа;  $\varphi_1$  - фактор формы;  $W_{\phi} = 1 + \varphi$  ( $\varphi$  - в радианах);  $V_r = \{0,25[(T_w/T_0)^{0,5} + 1]^2 + 0,03M_0^2\}^{-1}$ ;  $\omega$  - количество вымороженной влаги.

Публикации по материалу, изложенному в диссертации

1. А.с. I9I764 СССР, МПК F 24 f Не публикуется./А.М.Войтко (СССР) №845394/29-I4. Заявл. 04.07.63. Оpubл. 1967, Бюл. №4.
2. А.с. 2I8394 СССР, МПК F 24 f Не публикуется./А.М.Войтко (СССР) №I007744/29-I4. Заявл. 15.05.65. Оpubл. 1968, Бюл. №17.
3. А.с. I8594I СССР, МПК F 25 f Вихревой испарительный конденсатор./А.М.Войтко (СССР) №I0I7756/24-6. Заявл. 10.07.65. Оpubл. 12.09.66, Бюл. №18.

4. А.с. 212227 СССР, МПК В 01d Пленочный выпарной аппарат./А.М. Войтко (СССР) №1052729/28-13. Заявл. 02.02.66. Оpubл. 1976, Бюл. №25.
5. А.с. 235049 СССР, МПК F 28g Не публикуется./А.М.Войтко (СССР) №1061710/28-13. Заявл. 17.03.66. Оpubл. 1969, Бюл. №5.
6. А.с. 216764 СССР, МПК F 25d Скороморозильный аппарат для плодов, ягод и овощей./А.М.Войтко (СССР) №1085407/28-13. Заявл. 20.06.66. Оpubл. 1976, Бюл. №25
7. А.с. 238522 СССР, МПК В 01d Выпарной аппарат./А.М.Войтко (СССР) №1204850/28-13. Заявл. 23.12.67. Оpubл. 1976, Бюл. №25.
8. А.с. 328629 СССР, МКЛА 23b 3/36. Не публикуется /А.М.Войтко (СССР) №1227619/28-13. Заявл. 26.03.68. Оpubл. 1972, Бюл. №6.
9. А.с. 516883 СССР, МКЛ<sup>2</sup>F 25D 17/06. Скороморозильный аппарат для замораживания плодов и овощей. /А.М.Войтко (СССР) №1626790/13. Заявл. 20.01.71. Оpubл. 1976, Бюл. №21.
10. А.с. 485664 СССР, МКЛ F 28d 5/00. Не публикуется. /А.М.Войтко (СССР) №1872291/24-6. Заявл. 16.01.73. Оpubл. 1975, Бюл. №35
11. А.с. 787827 СССР, МКЛ<sup>3</sup>F 25D 17/06. Скороморозильный аппарат. /А.М.Войтко (СССР) №2186448/28-13. Заявл. 28.10.75. Оpubл. 15.12.80, Бюл. №46.
12. А.с. 516884 СССР, МКЛ<sup>2</sup>F 25D 17/06. Скороморозильный аппарат. /А.М.Войтко (СССР) №1974483/13. Заявл. 07.12.73. Оpubл. 05.06.76, Бюл. №21
13. А.с. 520111 СССР, МКЛ<sup>2</sup>В 01D 1/22. Пленочный выпарной аппарат. /А.М.Войтко (СССР) №1988454/13. Заявл. 15.03.76. Оpubл. 05.07.76, Бюл. №25.
14. А.с. 563041 СССР, МКЛ<sup>2</sup>F 28D 5/00. Не публикуется. /А.М.Войтко (СССР) №1872827/06. Заявл. 28.02.77. Оpubл. 1977, Бюл. №23.
15. А.с. 787828 СССР, МКЛ<sup>3</sup>F 25D 17/06. Скороморозильный аппарат для пищевых продуктов. /А.М.Войтко (СССР) №2576361/28-13. Заявл. 01.02.78. Оpubл. 15.12.80, Бюл. №46.
16. А.с. 926462 СССР, МКЛ<sup>3</sup>F 25D 17/06. Скороморозильный аппарат для пищевых продуктов. /А.М.Войтко (СССР) №2933247/28-13. Заявл. 28.05.80. Оpubл. 07.05.82, Бюл. №17.
17. Войтко А.М., Глебов С.И. Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в вихревом теплообменнике//Холод. техника.- 1967-№9.-С.45-48.
18. Войтко А.М., Глебов С.И., Горбунов Л.А. Гидродинамика при замораживании плодов и овощей в псевдоожиженном и плотном слоях

//Холод. техника.-1968-№5.-С.28-32.

19. Войтко А.М., Глебов С.И. Замораживание плодов и овощей в псевдооживленном и плотном слоях//Холод. техника.-1968-№7.-С.32-36.

20. Войтко А.М. Замораживание плодов и овощей в псевдооживленном и плотном слоях//Науч.-техн. конф. по вопросам техн. прогресса в консервной пром.: Тез. докл. и сообщений.-Тирасполь, 1968.-С. 8-9.

21. Войтко А.М. Замораживание плодов и овощей в псевдооживленном и плотном слоях//Сборник тез. докл. "К совещанию работников промышленности и торговли по вопросам производства и сбыта замороженных пищевых продуктов в СССР".-Одесса, 1969.-С.31-32.

22. Войтко А.М., Глебов С.И. Исследование теплообмена в скороморозильных аппаратах для замораживания плодов и овощей в псевдооживленном и плотном слоях//Холод. техника.-1969-№12.-С.30-34.

23. Войтко А.М., Ковалева Р.И., Цаплин В.А. Теплофизические характеристики водных растворов хлористого кальция//Новые методы технологии и контроля консервного и винодельческого производства. Кишинев: Штиинца. 1972.- С.172-177.

24. Войтко А.М. Усовершенствование техники и технологии замораживания фруктов, ягод и овощей//Основные направления технического прогресса в хранении и переработке плодов и овощей. Тез. науч.-техн. конф. - Кишинев, 1973.- С.13-14.

25. Войтко А.М., Дидык Т.С. Исследование энергетических затрат на компрессор и вентилятор при замораживании плодоовощного сырья в псевдооживленном и плотном слоях//Холод. техника.-1974-№7.- С. 38-42.

26. Войтко А.М. Исследование гидродинамики завихрителей для закрутки потока воздуха на входе в трубу//Инж.-физ. журн.-1975 - Т28, №5-С.916-917.

27. Войтко А.М., Дидык Т.С. Особенности замораживания плодоовощного сырья в плотном слое//Механизмы криоповреждения и криозащиты биологических структур. Тез. докл. Всесоюз. симпозиума-Харьков, 1977.-С.90-91.

28. Войтко А.М. Теплообмен и гидравлическое сопротивление при вихревом движении воздуха в трубе//Холодильная техника и технология. Межвед. научн.-техн. сб. Киев: Техника, 1979.-С.67-71.