

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
ВОРОНЕЖСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ им. императора Петра I

На правах рукописи



ГУЛЕВСКИЙ Вячеслав Анатольевич

НОРМАЛИЗАЦИЯ ТЕМПЕРАТУРНО-ВЛАЖНОСТНЫХ
ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ ПТИЦЕВОДЧЕСКИХ
ПОМЕЩЕНИЙ ПУТЕМ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА
ПЛАСТИНЧАТЫМИ ТЕПЛООБМЕННИКАМИ

Специальность: 05.20.01- Технологии и средства механизации
сельского хозяйства

Диссертация на соискание учёной степени

доктора технических наук

Научный консультант:
доктор технических наук,
профессор Шацкий В.П.

Воронеж – 2014

СОДЕРЖАНИЕ

СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	6
ВВЕДЕНИЕ	10
 РАЗДЕЛ 1. СОСТОЯНИЕ МИКРОКЛИМАТА В СТАЦИОНАРНЫХ ОБЪЕКТАХ ПТИЦЕВОДСТВА. ЕГО ВЛИЯНИЕ НА ПРОДУКТИВНОСТЬ И ЗДОРОВЬЕ ПТИЦЫ	22
1.1. Влияние различных параметров микроклимата на продуктивность и здо- ровье птицы	22
1.2. Оценка теплоступлений в птицеводческом помещении	40
1.3. Современные пути и средства улучшения температурно-влажностных параметров воздушной среды птицеводческих помещений.....	44
1.4. Тепловой баланс птицеводческого помещения, оборудованного системой вентиляции, в жаркое и холодное время года	59
 РАЗДЕЛ 2. ПУТИ И СРЕДСТВА УЛУЧШЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРНО- ВЛАЖНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ ПТИЦЕВОДЧЕ- СКИХ ПОМЕЩЕНИЙ	65
2.1. Обзор различных способов охлаждения воздуха	65
2.2. Принципиальные схемы водоиспарительного охлаждения воздуха.....	68
2.3. Обоснование выбора пластинчатых охладителей и материала для их из- готовления.	77
2.4. Тепловой баланс помещения, система вентиляции которого оборудована охладителями воздуха.....	86
2.4 Баланс влаги в помещении, система вентиляции которого оборудована водоиспарительными охладителями воздуха	88
2.5. Способы обогрева птицеводческих помещений.....	92

2.6. Применение рекуператоров тепла в птицеводческих помещениях.....	97
2.7 Выводы. Постановка цели и задач исследований.....	104

РАЗДЕЛ 3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В КАНАЛАХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ..... 109

3.1. Основные характеристики парогазовой среды.....	109
3.2. Уравнения баланса тепла и влаги в водоиспарительных охладителях	116
3.3. Моделирование процессов тепло–массопереноса в каналах испарительной насадки прямого принципа действия.....	118
3.4. Моделирование процессов тепло–массопереноса в каналах испарительной насадки косвенного принципа действия.....	134
3.5. Моделирование процессов теплообмена в каналах пластинчатых теплообменников.....	144
3.6. Выводы.....	150

РАЗДЕЛ 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАСТИНЧАТЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ. СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ 152

4.1. Программа исследования.....	152
4.2. Объекты исследований и применяемое оборудование при изучении работы водоиспарительных охладителей.....	154
4.3 Методика проведения экспериментов.....	159
4.4. Методика определения адекватности построенных математических моделей	162
4.5. Результаты экспериментальных исследований. Сравнение экспериментальных и теоретических данных	164
4.5.1. Влияние температуры и относительной влажности входного	

воздуха на глубину охлаждения и холодопроизводительность испарительного блока..	166
4.5.2. Влияние расхода воздуха на глубину охлаждения и холодопроизводи- тельность водоиспарительного блока.	171
4.5.3 Влияние ширины каналов охладительного блока на глубину охлаждения и холодопроизводительность.....	174
4.6. Проверка математических моделей на адекватность	176
4.7. Оценка капиллярных свойств материала и определение влагоемкости и коэффициента энергетической добавки.....	178
4.8. Оценка коэффициента энергетической добавки для применяемого мате- риала пластин	180
4.9. Выводы.....	180

РАЗДЕЛ 5. ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ОХЛАДИТЕЛЕЙ И ТЕПЛООБМЕННИКОВ.....183

5.1. Аэродинамические сопротивления охладителей прямого принципа дей- ствия.....	183
5.2. Оптимизация параметров и режимов работы охладительных комплексов путем совместного моделирования аэродинамических и теплофизических процессов в охладителях прямого принципа действия.....	188
5.3. Состояние микроклимата птицеводческих помещений при использова- нии охладителей прямого принципа действия	195
5.4. Расчет влажностного баланса птицеводческого помещения с тоннельной системой вентиляции	202
5.5. Расчет теплового баланса птицеводческого помещения, оборудованного пластинчатыми рекуператорами тепла	208
5.6. Выводы.....	215

РАЗДЕЛ 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТ ПРИМЕНЕНИЯ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ В ПТИЦЕВОДЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЯХ	216
6.1. Оценка годового экономического эффекта от реконструкции системы охлаждения воздуха птицеводческого помещения в жаркое время года	216
6.2. Оценка годового экономического эффекта от реконструкции механической системы вентиляции птицеводческого помещения в жаркое время года	225
6.3. Определение экономической эффективности от применения в птицеводческих помещениях рекуператоров тепла в холодное время года	231
6.4. Выводы.....	237
ОБЩИЕ ВЫВОДЫ	238
Список литературы	242
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	272

СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

$a = \frac{\lambda}{C \cdot \rho}$ – коэффициент температуропроводности, м²/с;

b – высота испарительной насадки, м;

C – изобарная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К);

C_с – теплоемкость сухого воздуха, Дж/(кг·К);

C_н – теплоемкость пара, Дж/(кг·К);

C_f – средний коэффициент трения;

D – коэффициент диффузии;

D₀ – коэффициент диффузии при T₀=273⁰К и P₀=1,01·10⁵ Па;

d – влагосодержание, г/кг;

E – температурный коэффициентом эффективности;

f – площадь живого сечения, м²;

F – площадь поперечного сечения насадки;

F₀/F₁ – степень сужения;

F₁ – площадь ограждения, м²;

G –объёмный расход воздуха, м³/с;

h – половина сечения канала испарительной насадки, м;

J – плотность теплового потока, Вт/м²;

J_н – плотность потока пара, испаряющегося с поверхности пластины;

K_{сн} и K_{нс} – безразмерные поправочные коэффициенты;

K_{mn} – коэффициент термодиффузии, кг/(м·с·К);

K_{pn} – коэффициент бародиффузии, кг/(м·с·Па);

k₁ – поправочный коэффициент на тепловыделения в ночное время;

k₂ – поправочный коэффициент на изменение внутренней температуры в птичнике по отношению к оптимальной;

k₃ – коэффициент заполнения птичника;

k_i – коэффициент теплопередачи ограждающей конструкции, Вт/(м²·К);

k_v- суммарный коэффициент теплопередачи i –й части ограждения птичника, Вт/К;

κ – коэффициент, учитывающий форму канала;
 L – длина канала, м;
 m_n – масса пара в рассматриваемом объёме, кг;
 m_θ – масса сухого воздуха в рассматриваемом объёме, кг;
 M_n – молярная масса пара, кг/моль;
 M_θ – молярная масса сухого воздуха, кг/моль;
 N_∞ – предельное число Нуссельта;
 Nu_d – диффузионный критерий Нуссельта;
 N_{yct} – установочная мощность технологического оборудования, кВт;
 N_o – суммарная мощность источников освещения, кВт;
 n_l – число людей в определённой функциональной группе;
 n_{nm} – расчётное количество птиц в помещении;
 Pr_d – диффузионный критерий Прандтля;
 P_{mp} – транспортные потери давления, Па;
 P_c – потери давления при внезапном сужении, Па;
 $P_{нов}$ – потери давления при повороте на 90° , Па;
 P_p – потери сопротивления при внезапном расширении, Па;
 P – барометрическое давление смеси, Па;
 $P_{нас}$ – периметр насадки, м;
 P_θ – парциальное давление сухого воздуха, Па;
 P_n – парциальное давление водяного пара, Па;
 P_n – давлением насыщения, Па;
 P_{nm} – масса одной птицы, кг;
 $P_n(t_k)$ – давление насыщения при t_k ;
 $P_n(t_\theta)$ – давление насыщения при t_θ ;
 Q – холодопроизводительность, Вт;
 Q_s – теплопритоки постоянные, Вт;
 Q_v – теплопритоки переменные, Вт;
 q_l – тепловыделения одного человека в этой группе, Вт;

q_{nm} – удельные тепловыделения одной птицы, Вт/кг;
 q – вектор плотности теплового потока, Вт/м²;
 R – удельная теплота парообразования, Дж/кг;
 R_g – универсальная газовая постоянная, кДж/(моль К) ;
 t_n – температура наружного воздуха, °С;
 T – абсолютная температура смеси, К;
 t_k – температура воздуха на выходе из охладителя , °С;
 t_{mt} – температура внешнего воздуха по мокрому термометру, °С;
 $t_{пов}$ – температура поверхности пластины °С;
 t – текущая температура воздуха в потоке °С;
 t_p – регламентируемая температура воздуха, °С;
 $t_в$ – температура воздуха внутри помещения;
 $U_в$ – массовая концентрации воздуха в смеси;
 U_n – массовая концентрация пара в смеси;
 V – средняя скорость движения потока, м/с;
 V_o – объём смеси, м³;
 V_n – объём пара, м³;
 α - коэффициент теплоотдачи, Вт/м²;
 $\beta_э$ - коэффициент, показывающий часть электрической энергии переходящую в тепло;
 β - коэффициент массоотдачи, м/с;
 $\mu_в$ и μ_n – динамические вязкости воздуха и пара, Па·с;
 ρ - плотность воздуха, кг/м³;
 $\rho_в$ – плотность сухого воздуха, кг/м³;
 ρ_n – плотность пара, кг/м³;
 ρ_{nn} – плотность пара на линии насыщения, кг/м³;
 $\varphi_в$ – относительная влажность внутри помещения , %;
 φ_n – относительная влажность наружного воздуха, %;
 φ_k – относительная влажность воздуха на выходе из охладителя, %;

η - доля энергии, ассимилированной воздухом помещения;

ν - кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$.

λ – теплопроводность смеси, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

$\lambda_{\text{в}}$ – теплопроводность сухого воздуха, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

$\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент гидравлического трения, учитывающий форму поперечного сечения канала;

ξ - коэффициент местных потерь;

$\xi_{\text{с}}$ – коэффициент сопротивления при внезапном сужении;

$\xi_{\text{р}}$ – коэффициент сопротивления при внезапном расширении

$\xi_{\text{пов}}$ – коэффициент сопротивления при повороте.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы.

Современные технологии выращивания и содержания сельскохозяйственной птицы предусматривают ее содержание в специализированных закрытых помещениях. Переход на содержание птицы в клеточных батареях объясняется стремлением сельхозпроизводителя максимально эффективно использовать каждый кубический метр полезного пространства. Данной проблеме посвящены труды таких известных ученых, как Бабаханов Ю.М., Баланин В.И., Битколов Н.З., Бодров В.И., Грабауров В.А., Гриднев П.И., Завражных А.И., Золотарев М.П., Имангулов Ш.И., Кирсанов В.В., Маилян Э.Н., Плященко С.И. и др.

В подобных условиях физическое состояние и продуктивность птицы определяется не только такими важными мероприятиями, как селекционная работа и правильное кормление, но и состоянием воздушной среды птицеводческого помещения. Известно [7, 38, 49, 57, 61, 105, 121, 126, 147], что влияние этого фактора на физиологическое состояние птицы весьма велико и может определять изменение ее продуктивности на 20 – 30%. К основным показателям микроклимата, оказывающим наибольшее действие на птицу, относят температуру и влажность воздушной среды помещения, ее запыленность и загазованность, а также кратность обмена воздуха и его скорость в зоне размещения птицы.

Влияние температурных показателей на здоровье птицы объясняется тем, что у нее недостаточно развита система терморегуляции, так как она не имеет потовых желез, и теплоотдача происходит в основном за счет испарения воды при дыхании. В свою очередь, избыточная влажность в птичнике так же будет тормозить этот процесс, что может привести к тепловому удару у птиц. Зоотехнические требования по загазованности и скорости воздуха в птичнике обоснованы тем фактом, что она плохо переносит сквозняки и длительное нахождение в загазованном помещении.

В процессе жизнедеятельности взрослая птица выделяет сравнительно гораздо большее количество теплоты, чем другие животные. В условиях плотного клеточного содержания на 1 кубометр помещения стадо выделяет 200кДж/ ч свободного тепла [29, 47, 63]. При этом за счет испарения влаги при дыхании за тот же час в помещении выделяется до 60 – 70 литров жидкости. Все это крайне негативно сказывается на состоянии воздушной среды помещения и, как следствие, отрицательно сказывается на физическом состоянии и здоровье птицы.

Зоотехнические требования устанавливают следующие диапазоны наиболее рациональных температур воздуха в птичнике: для взрослой птицы яичной породы она составляет 12 - 16 °С, для бройлеров на завершающем этапе их выращивания – 18 - 23 °С, для уток и гусей – 14 - 16 °С [1, 2, 12, 30, 103, 108, 180, 201 и др.]. При таких температурных режимах в организме птицы интенсивно происходят метаболические процессы, более рационально осуществляется расход энергетических ресурсов, птице легче поддерживать тепловое равновесие между своим организмом и воздушной средой помещения. Кроме того наблюдается более полное усвоение потребляемого корма и получаемых с ним питательных веществ и микроэлементов. У птицы отмечают хорошую функциональность сердечной деятельности и процессов в органах дыхания. Наблюдается оптимизация водного обмена в ее организме.

Выход за указанные рамки температур ведет, как ухудшению физиологического состояния, так и к снижению продуктивности птицы. Так при содержании бройлеров в возрасте 5 – 8 недель снижение температуры от 18 до 10 °С приведет к падению привеса на 48%, что соответствует 6% на каждый градус. В случае повышения температуры от 23 до 32 °С тот же показатель снижается на 26% или примерно 3% на каждый градус [13]. При содержании курицы на яйцо в условиях когда температуры ниже рационального диапазона снижение яйценоскости происходит в пропорции 2% на каждый градус, а в случае ее превышения продуктивность яичной птицы падает на 1,5% на 1 градус [59, 162, 167].

Вместе с количеством произведенных яиц, температурный режим помещения оказывает влияние и на качество яичной продукции. Вследствие того, что при повышенной температуре птица хуже усваивает кальций, происходит снижение массы яиц. Кроме того, белок становится более плотным.

Существующие в птичниках системы вентиляции не способны круглогодично поддерживать в помещении необходимые параметры воздушной среды. В летний период это объясняется значительными теплопритоками, с которыми вентиляционная система справится не в состоянии, а зимой подаваемый в помещение воздух требует предварительного подогрева, что обуславливает необходимость в дополнительных тепловых установках.

В этой связи утверждена приказом №129 от 6 марта 2013 г. «Отраслевая программа развития птицеводства в РФ», которая направлена на создание условий, способствующих обеспечению продовольственной безопасности Российской Федерации. Согласно этой программе главными направлениями в обеспечении прироста производства птицеводческой продукции с учетом максимально используемых внутренних резервов развития отрасли будут являться:

1. Обновление производственной базы птицеводческих организаций, строительство новых предприятий.
2. Проведение реконструкции и модернизации действующих предприятий.
3. Реализация инновационных ресурсосберегающих технологий и научных разработок.

Руководствуясь дорожной картой данной программы и основываясь на современных тенденциях содержания птицы в европейских странах, необходимо отметить, что при строительстве и модернизации птичников определяющими критериями, предъявляемыми к вентиляционным системам, а также системам охлаждения и подогрева воздуха будут ресурсосбережение и экологическая безопасность [41, 42, 66, 67, 109, 110, 131, 132].

Этим критериям полностью отвечают водоиспарительные охладители воздуха в жаркий период года и рекуператоры тепла – в холодный. Их применение за рубежом, в частности, в европейских странах, где вопросам энергосбережения и экологии справедливо уделяется огромное внимание достаточно распространено. Для охлаждения воздуха в жаркое время года применяют водоиспарительные орошаемые маты. Они способны снизить температуру обрабатываемого воздуха на 3-5 градусов. В ряде случаев этого вполне достаточно для достижения в помещении необходимого температурного режима. Однако, при более высоких температурах уличного воздуха их эффективность крайне мала и не может обеспечить воздушной среде помещения требуемых температурно-влажностных параметров. В частности значения температур значительно завышены, а вот относительная влажность воздуха наоборот «не дотягивает» до регламентированных границ. Это негативно сказывается не только на продуктивности, но и на здоровье птицы.

Для более эффективной обработки воздуха рекомендуется применение пластинчатых охладителей водоиспарительного принципа действия, которые по своим конструктивным особенностям способны более эффективно охлаждать и увлажнять проходящий через их каналы обрабатываемый воздух.

Однако, их применение в настоящее время незначительно и ограничивается в первую очередь отсутствием достаточной теоретической базы по определению наиболее рациональных геометрических параметров и режимов их работы.

В зимний период при минимальных значениях вентиляции необходимо обеспечить достаточный обмен воздуха в помещении. При этом подаваемый с улицы холодный воздух, очевидно, непременно следует подогревать. Для этого в настоящее время применяются различные обогреватели, которые способны работать, как на электричестве, так и с применением природного газа. Конечно, во втором случае стоимость их использования значительно снижается. Однако, на данный момент не все птицеводческие хозяйства газифици-

рованы, кроме того, расходы на «голубое топливо» в конечном итоге достаточно велики.

В этой связи логичным будет обратиться к передовому опыту европейских стран, где для обогрева птицеводческих помещений в холодное время года используют тепло выделяемое птицей. Надо сказать, что и в нашей стране на ряде птицефабрик применяется этот способ, но его организация находится в зачаточном состоянии. Как правило, при этом зимой закрываются практически все вентиляционные шахты, окна и т.д. Птица фактически сидит в закрытом помещении, температура воздуха в котором из-за выделяемого ей тепла находится в зоогигиенических рамках. Однако, его загазованность и запыленность в разы превышает все известные нормы. Чтобы хоть как-то снизить концентрацию этих примесей в помещении включают минимальную вентиляцию, которая не способна охватить все помещение, вследствие чего в нем остаются застойные зоны с повышенной концентрацией вредных примесей и газов.

По этой причине будет рациональнее применять пластинчатые рекуператоры, которые будут возвращать в помещение тепло от удаляемого воздуха, подогревая, таким образом, подаваемый с улицы чистый и свежий воздух. Равномерное размещение таких устройств по объему помещения позволит равномерно организовать необходимую кратность обмена воздуха.

Однако, как и в случае с охладителями, для расчета и последующего изготовления пластинчатых рекуператоров на настоящий момент нет достаточной теоретической основы, на базе которой можно было бы сформировать приемы и способы расчета геометрических и режимных параметров пластинчатых рекуператоров.

Поэтому создание необходимой теоретической базы, позволяющей определить параметры охладителей и рекуператоров, в комплексе с исследованиями, обуславливающими наиболее рациональные режимы их работы для нормализации температурно-влажностных параметров воздушной среды

птицеводческих помещений с целью повышения продуктивности сельскохозяйственной птицы является актуальной проблемой.

Для решения этой проблемы нами была выдвинута **гипотеза** о возможности значительного улучшения состояния микроклимата птицеводческих помещений при использовании пластинчатых теплообменников, которые представляют собой в жаркое время года водоиспарительные охладители воздуха, а в зимнее – рекуператоры тепла.

Цель исследований – повышение продуктивности сельскохозяйственной птицы за счет улучшения температурно-влажностных параметров воздушной среды птицеводческого помещения путем включения в его систему вентиляции пластинчатых водоиспарительных охладителей воздуха в жаркий период года и рекуператоров тепла в холодное время и разработки их геометрических параметров и режимов их работы.

Объект исследования: функционирование и режимы работы охладительных комплексов водоиспарительного принципа действия и пластинчатых рекуператоров тепла.

Предмет исследования: закономерности изменения температурно-влажностного состояния воздушной среды птицеводческих помещений; физические процессы, протекающие в каналах и основополагающих элементах пластинчатых охладителей и рекуператоров тепла, а также критерии эффективности заявленных устройств, необходимые для создания их оптимальных конструкций.

Методика исследований. Решение проблемы реализовано с применением методов теоретических и эмпирических исследований. При проведении лабораторных исследований и производственных испытаний использованы классические и частные методики с применением математического моделирования и математической статистики, а также современных приборов и вычислительной техники.

Степень достоверности результатов, полученных при теоретических исследованиях, подтверждается данными лабораторных и производственных

испытаний водоиспарительных пластинчатых охладителей и рекуператоров тепла.

Необходимая глубина анализа и достоверность выводов достигается применением общенаучных методов и приемов – монографического, аналитического, экономико-математического, статистического, графического.

Эмпирическая база исследования включает обработанные данные, полученные в результате проведения лабораторных экспериментов и опытно-производственных испытаний.

Сходимость теоретических и экспериментальных данных позволяет говорить об адекватности предложенных математических моделей и не противоречит фактам, известным из специальной литературы.

Диссертационная работа выполнена в соответствии с перспективным планом научно-исследовательской работы ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», утвержденного на заседании научно-технического совета 15 декабря 2010 г., протокол № 5. Тема №4.2 «Инновационные направления совершенствования процессов и технических средств механизации производства продукции животноводства».

Разработанная научно-техническая документация внедрена и используется в организации промышленного производства водоиспарительных пластинчатых охладителей воздуха на ООО «НПО Сплав» (г. Тула). Разработанные методы выбора геометрических параметров пластинчатых теплообменников и режимов их работы взяты за основу для теоретической проработки их конструкции для птицеводческих помещений, и используются при реконструкции птичников в хозяйствах Липецкой, Тульской и Воронежской областей. Результаты, полученные в диссертации, применяются в учебном процессе при выполнении курсовых и дипломных проектов на агроинженерном факультете, что подтверждается соответствующими актами.

Научная новизна и практическая значимость:

- положения о количественной взаимосвязи температурно-влажностных параметров воздушной среды в птицеводческих помещениях с энергетическими характеристиками охладительных и теплогенерирующих комплексов;
- методы математического моделирования, основанные на краевых задачах для систем дифференциальных уравнений в частных производных параболического и эллиптического типов, алгоритмы численных реализаций построенных моделей;
- аргументы, доказывающие преимущество предлагаемых установок нормализации микроклимата; этапы исследований, приводящие к конкретным рекомендациям по конструированию указанных установок; условия, влияющие на эффективность их работы;
- факт постоянства температуры поверхностей пластин в испарительных насадках прямого принципа действия, что позволило вывести одномерную модель тепло-массопереноса; противоречие, заключающееся в снижении эффективности работы охладителей при увеличении глубины охлаждения выше некоторого значения; факт снижения эффективности работы пластинчатых теплообменников при значительном увеличении теплопроводности пластин за счет продольной теплопередачи;
- модернизация моделей тепло-массопереноса в водоиспарительных охладителях и теплопереноса в противоточных пластинчатых теплообменниках, введением уравнения переноса тепла в пластинах; в качестве метода реализации полученных граничных задач предложен метод решения систем алгебраических конечно-разностных уравнений в объединенной области «каналы- пластины».
- расчетные формулы для определения температурно–влажностных параметров птицеводческих помещений при использовании водоиспарительных охладителей и рекуперативных теплообменников; математические модели и алгоритмы их реализации для выбора параметров и режимов работы охладителей и пластинчатых теплообменников. На основании предложенных

рекомендаций построены опытные и промышленные образцы охладительных установок;

- перспективы практического использования теории на практике путем проведения оптимизации геометрических параметров и режимов работы охладителей и теплообменников; допустимые климатические пределы использования предложенных математических моделей на практике;

- система практических рекомендаций и программных модулей для выбора систем нормализации температурно–влажностных параметров в птицеводческих помещениях, основанная на моделировании протекающих в них теплофизических процессов;

- методические рекомендации и программы для ЭВМ, позволяющие определить геометрические параметры и режимы работы комплексов для нормализации микроклимата в птицеводческих помещениях, расчеты и рекомендации к производству водоиспарительных охладителей как прямого, так и косвенного принципа действия, а также предложения по дальнейшему совершенствованию конструкций пластинчатых теплообменников.

Результаты научных исследований представлены в завершенном виде.

Постановлением правительства Липецкой области № 485 от 30 апреля 2014, в рамках обновления производственной базы птицеводческих организаций с реализацией инновационных ресурсосберегающих технологий и научных разработок, указанные пластинчатые охладители и рекуператоры включены в государственную программу Липецкой области «Развитие сельского хозяйства».

Апробация работы. Основные положения работы доложены и обсуждены на научных конференциях Воронежского государственного аграрного университета имени императора Петра I (2000 – 2014 г.г.), на международных научно-практических конференциях (Старый Оскол, 2004, 2011г., Москва, 2007), на воронежской зимней математической школе «Понтрягинские чтения» (Воронеж, 2007, 2010 г.), на международной молодежной научной конференции «Молодежь и XXI век» (Курск, 2010), на XIV международной

научно-производственной конференции «Проблемы сельскохозяйственного производства на современном этапе и пути их решения» (Белгород, 2010 г.), на международном научно-техническом семинаре (Воронежская лесотехническая академия, 2010 г.), на XII международной молодежной научной конференции Севергеозэкотех. (Ухта, 2011 г.). Результаты работы включены в справочник инновационных разработок ВУЗов Российской Федерации. (Белгород, 2013г.), Международная открытая конференция «Современные проблемы анализа динамических систем. Приложения в технике и технологиях» (Воронежская государственная лесотехническая академия, 2014). В рамках выставки «Агросезон-2013», посвященной современной технике и технологиям в земледелии и животноводстве награжден золотой медалью за разработку проекта «Водоиспарительный охладитель воздуха».

По теме диссертации опубликовано 35 научных работ, в том числе 15 работ размещено в изданиях, рекомендованных для опубликования результатов докторских диссертаций.

Личный вклад автора заключается в определении цели и задач исследования; в формулировке научной гипотезы и методов ее реализации; в обосновании способов и принципов нормализации температурно-влажностных параметров воздушной среды птицеводческих помещений в течение всего года; в разработке математических моделей описывающих физические процессы в каналах охладителей воздуха и рекуператорах; в создании алгоритма расчета наиболее рациональных геометрических параметров теплообменников в зависимости от температурно-влажностных показателей уличного воздуха и теплового баланса воздушной среды помещения.

Настоящая работа состоит из списка обозначений, введения, шести разделов, заключения, списка литературы и приложений.

В **первом разделе** рассмотрены зоогигиенические требования, предъявляемые к воздушной среде птицеводческих помещений. Обозначено влияние этих параметров на здоровье и продуктивность птицы. Представлен тепловой баланс, на основе которого проведена оценка тепlopоступлений в птичнике. Проанализированы различные системы вентиляции с.х. помещений и дана

оценка их эффективности по нормализации температурно-влажностных параметров микроклимата в этих помещениях.

Второй раздел посвящен обзору различных способов охлаждения и нагрева воздуха. Аргументирован выбор в пользу пластинчатых водоиспарительных охладителей воздуха в жаркий период года и пластинчатых теплообменников (рекуператоров) в холодный период. Обоснованы свойства материала для пластин охладителя. Приведены физико-химические свойства разработанного материала. Приведен тепловой баланс, показывающий возможности водоиспарительного охлаждения применительно к птицеводческому помещению. Определены проблемы связанные с отсутствием достаточной теоретической базы для масштабной разработки и применения указанных устройств. Сделаны выводы, позволяющие оценить суть поставленной проблемы и сформулировать основные этапы по ее решению.

На основании вышеизложенного этой главе сформулированы цели и задачи исследования, научная гипотеза. Обозначен объект и предмет исследований.

В третьем разделе приведены основные характеристики парогазовой среды, уравнения баланса тепла и влаги в водоиспарительных охладителях. Моделируются процессы тепло–массопереноса в каналах испарительной насадки прямого и косвенного принципа действия, а также в каналах пластинчатых теплообменников. Предложены алгоритмы реализации данных моделей.

Четвертый раздел посвящен экспериментальным лабораторным исследованиям пластинчатых водоиспарительных охладителей. Полученные результаты исследований подтверждают адекватность предложенных математических моделей. Кроме того, экспериментально определен коэффициент энергетической добавки материала пластин.

В пятом разделе сформулированы и определены методы оптимизации пластинчатых теплообменников и охладителей с учетом их аэродинамических сопротивлений и расходно-напорных характеристик вентиляторов. Приведены результаты производственных испытаний, охладителей построенных на основе предложенной теории.

Шестой раздел дает оценку экономического эффекта применению пластинчатых водоиспарительных охладителей и рекуператоров для нормализации температурно-влажностных параметров воздушной среды птицеводческих помещений.

Основной текст диссертации заканчивается **общими выводами**, которые в полном объеме отвечают поставленной цели и задачам исследований.

На защиту выносятся следующие положения:

- математическая модель энергетического баланса в водоиспарительных охладителях, основанная на аппроксимации табличных значений для плотности насыщенного пара, отличающаяся учетом специфики испарительных свойств теплообменных пластин;
- математические модели процессов тепло–массопереноса в каналах испарительных насадок водоиспарительных охладителей и противоточных теплообменниках с учетом продольно–поперечной теплопроводности пластин; методы реализации предложенных моделей;
- расчетные формулы для определения температурно–влажностных параметров птицеводческих помещений при использовании водоиспарительных охладителей и рекуперативных теплообменников;
- математические модели и алгоритмы их реализации для выбора параметров и режимов работы охладителей и пластинчатых теплообменников;
- система практических рекомендаций и программных модулей для выбора систем нормализации температурно–влажностных параметров в птицеводческих помещениях, основанная на моделировании протекающих в них теплофизических процессов;
- методические рекомендации и программы для ЭВМ, позволяющие определить геометрические параметры и режимы работы комплексов для нормализации микроклимата в птицеводческих помещениях, а также расчеты и рекомендации к производству водоиспарительных охладителей прямого принципа действия, а также предложения по дальнейшему совершенствованию конструкций пластинчатых теплообменников.

РАЗДЕЛ 1. СОСТОЯНИЕ МИКРОКЛИМАТА В СТАЦИОНАРНЫХ ОБЪЕКТАХ ПТИЦЕВОДСТВА. ЕГО ВЛИЯНИЕ НА ПРОДУКТИВНОСТЬ И ЗДОРОВЬЕ ПТИЦЫ.

1.1. Влияние различных параметров микроклимата на продуктивность и здоровье птицы.

Непрерывное и тщательное соблюдение зоотехнических и технологических требований, предъявляемых к условиям содержания сельскохозяйственной птицы, является неотъемлемой частью всего спектра мероприятий, направленных на получение качественной продукции в должном объеме. В общем списке принимаемых мер особенное значение уделяется качеству кормовой базы, эффективности селекционной работы, а также состоянию воздушной среды внутри птицеводческого помещения.

Анализируя литературные источники [39, 58, 113, 123], отметим степень влияния указанных факторов на продуктивность птицы. Наибольшее влияние – 50 – 60% оказывает качественный и количественный ассортимент применяемых кормов. На 20% продуктивность определяется мероприятиям, связанными с уходом за птицей. И еще 20 – 30 % отводится на микроклиматические параметры воздушной среды птичника.

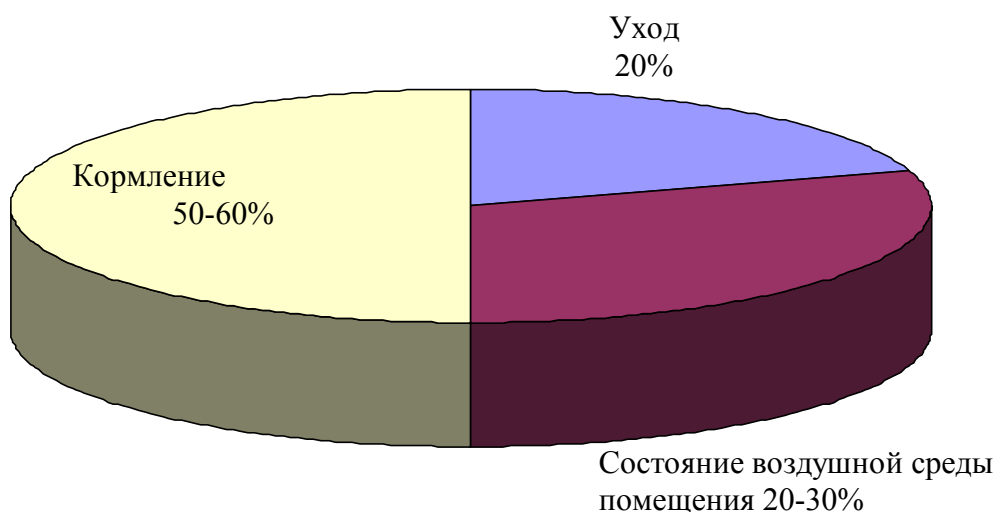


Рисунок 1.1. Влияние различных параметров на продуктивность птицы.

На состояние организма сельскохозяйственной птицы, в частности на все протекающие в нем физиологические и биологические процессы (дыхание, терморегуляция, кровообращение, пищеварение и т.д.) тесное влияние оказывается со стороны воздушной среды помещения. В этой связи, очевидно, что ее состояние непосредственным образом влияет как на здоровье, так и на продуктивность птицы. Следовательно, не упуская из виду такие важные факторы, как кормление и эффективная селекция, для повышения продуктивности птицы необходимо использовать резерв, связанный с состоянием микроклимата помещения.

Изучим подробнее зоогигиенические требования, предъявляемые к состоянию воздушной среды птицеводческих помещений. Говоря о микроклимате, будем понимать комплекс показателей, которые однозначно определяют температурное, влажностное, микробиологическое, газовое состояние воздуха.

Все показатели, определяющие состояние микроклимата по разному воздействуют на организм птицы. По характеру воздействия их принято делить на две группы [141]. Такие параметры микроклимата, как температура, относительная влажность и скорость движения воздуха, которые принято считать основными параметрами микроклимата, в первую очередь оказывают влияние на органы терморегуляции птицы. Относящиеся ко второй группе: химический состав, освещенность, производственный шум - воздействуют на физиологические функции организма птицы. Параметры первой группы оказывают непосредственное влияние на продуктивность птицы, тогда как вторая группа показателей имеет скрытое действие, и сказываясь на состоянии здоровья птицы, проявляется по истечении длительного времени.

Отметим, что в зависимости от сочетания этих показателей в каждый конкретный момент времени на состояние птицы наибольшее влияние может оказывать любой из них.

Каждому виду, возрасту, способу содержания и кормления птицы, а также в зависимости от ее продуктивности и физиологического состояния

определяются оптимальные значения воздушной среды помещения. Во всех случаях эти значения лежат в определенных диапазонах, которые называются зонами биологического комфорта. При соблюдении этих параметров птица затрачивает минимальное количество своей энергии на поддержание физических и биологических процессов на уровне близком к оптимальному.

В случаях приближения значений микроклиматических параметров к нижней границе организм птицы увеличивает свою биологическую активность, что приводит к росту его теплоотдачи. В связи с этим возрастают тепловые потери организма птицы наряду со снижением ее продуктивности. В противоположном случае, когда температурно-влажностные значения близки к верхней границе, организм птицы наоборот уменьшает биологическую активность, она теряет в продуктивности. Ее организм приспосабливается к новым непривычным условиям жизнедеятельности.

Таким образом, отметим, что продуктивность птицы в пределах комфортной зоны близка к максимальным значениям, тогда как теплообразование и тепловые потери, связанные с жизнедеятельностью птицы минимальны. Широта температурного диапазона во многом определяется возрастом птицы. Так же на ее размеры влияет степень акклиматизации и уровень кормления.

Комфортная зона температур для взрослой птицы может отклоняться от оптимального значения на 10 градусов, как в меньшую, так и в большую сторону. Более жесткие условия по температурному режиму должны соблюдаться при содержании и выращивании молодняка – диапазон температур всего $\pm 1^{\circ}\text{C}$ [112]. Еще одной особенностью размера температурной зоны является то, что для низкопродуктивной птицы они больше чем у высокопродуктивной.

Для различного вида, возраста и способа содержания птицы ведущими институтами страны (Всероссийский институт экспериментальной ветеринарии, Всероссийский научно-исследовательский и технологический институт птицеводства и др.) на основании многочисленных исследований разработа-

ны и утверждены границы комфортных зон для таких показателей микроклимата, как: температура и относительная влажность воздуха, скорость движения воздуха и кратность его обмена в зависимости от времени года, а также освещенность и предельные нормы по концентрации вредных веществ в воздушной среде помещения.

Основное влияние на формирование микроклимата птичника оказывает содержащаяся в нем птица. Известно, что на получение продукции она затрачивает всего 30% получаемого корма. Оставшаяся часть расходуется на обмен веществ в организме птицы и, впоследствии, выделяется в виде тепла, влаги, газов и т.д. Эти выделения формируют воздушную среду помещения, которая в свою очередь оказывает влияние на птицу.

На формирование воздушной среды помещения влияет большое количество как прямых, так и косвенных факторов. Основными причинами формирования микроклимата принято считать [31, 181]:

- характер рассматриваемой почвенно-климатической зоны;
- вид, возраст и физиологическое состояние птицы;
- тип содержания птицы;
- кормовая база и способы кормления;
- количество и концентрация выделяемых птицей вредных газов (аммиак, углекислота, сероводород);
- скорость движения воздушного потока в зоне размещения птицы;
- кратность обмена воздуха в помещении.

Наибольшее влияние на физиологическое состояние и продуктивность сельскохозяйственной птицы оказывает температура воздуха в помещении. По своему влиянию на птицу принято различать два температурных диапазона. Наиболее благоприятные условия птица получает, находясь в оптимальном диапазоне. При этом на получение продукции затрачивается минимальное количество кормов. Более широкий – продуктивный диапазон, обуславливает относительное снижение продуктивности, но без ущерба здоровью птицы. При содержании птицы в этом диапазоне необходимо тщательно со-

блюдовать все технологические и зоотехнические условия. Их нарушение может привести к резкому ухудшению физического состояния, а вместе с ним и продуктивности птицы.

Находясь в помещении при повышенной температуре, птица стремится увеличить теплоотдачу. Из-за своих физиологических особенностей, а именно отсутствия потовых желез, она может это сделать только путем увеличения испарения влаги при дыхании, вследствие чего увеличивается частота дыхания. Одновременно с этими процессами при высокой температуре снижается потребление корма, а значит и продуктивность птицы. По этой причине высокропродуктивная птица при условии обильного кормления лучше переносит холод, а вот повышение температуры значительно снижает ее продуктивность.

Для нормального обмена веществ взрослой птицы температура воздуха в помещении должна лежать в пределах от 10 до 25°C. При более высоких и низких температурах физическое состояние птицы ухудшается, что ведет к снижению ее продуктивности. При более высоких температурах – 27 – 32 °C у птицы наблюдается перегрев организма, наступает состояние тепловой пристрации, что вызывает выбраковку и падеж птицы.

При температурах ниже указанного диапазона снижается потребление воды, а вот потребление корма увеличивается на 0,25 кормовых единиц на каждый градус. В результате чего яйценоскость птицы падает на 1,5 – 2%. При нулевых и отрицательных температурах у птицы снижается температура тела, она резко начинает проявлять рефлекторные реакции сохранения тепла, возможно отмораживание гребня.

Как уже говорилось, из-за отсутствия у птицы потовых желез отдача тепла осуществляется только за счет выдыхаемого воздуха. Чем выше температура в птичнике, тем более учащенным становится дыхание птицы, и, как следствие, в воздухе увеличивается количество выдыхаемой ею влаги. Такое явление обычно наблюдается при температурах выше 24 – 28°C [150, 196].

Температура тела у взрослой птицы постоянна. У кур, уток и индеек она равна 41,1 °С, у гусей несколько ниже – 40,6 °С. Повышение температуры тела птицы на 2 – 3 градуса может привести к ее смерти.

При бройлерном производстве птицы необходимо учитывать еще большее влияние температурного режима на ее здоровье и продуктивность. Оптимальным диапазоном при содержании бройлеров в возрасте 5 – 8 недель будет температура от 18 до 23 °С. Ее снижение от 18 до 10 °С приведет к падению привеса на 48%, что соответствует 6% на каждый градус. В случае повышения температуры от 23 до 32 °С тот же показатель снижается на 26% или примерно 3% на каждый градус [151].

При содержании курицы на яйцо оптимальной температурой считают 12 °С. При температурах ниже этого значения снижение яйценоскости происходит в пропорции 2% на каждый градус, а в случае ее превышения продуктивность яичной птицы падает на 1,5% на 1 градус [179, 205].

Вместе с количеством произведенных яиц, температурный режим помещения оказывает влияние и на качество яичной продукции. Вследствие того, что при повышенной температуре птица хуже усваивает кальций, происходит снижение массы яиц. Кроме того, белок становится более плотным.

Помимо указанных выше факторов на увеличение теплопродукции сельскохозяйственной птицы значительное влияние оказывает процесс яйцекладки.

На рисунке 1.2 представлена зависимость потребления птицей корма в зависимости от температуры внутри птицеводческого помещения [38, 61, 126, 141]. Характер зависимости позволяет сделать вывод о том, что с увеличением температуры потребление корма неизменно уменьшается. Так при изменении температуры от 2 до 28 °С потребление корма снижается со 157 до 108 грамм на одну голову. С одной стороны это должно отрицательно повлиять на продуктивность, как бройлеров, так и птиц яичных пород. Логично предположить, что при меньшем потреблении корма у птицы снизится привес или яйценоскость. С другой стороны стоит учесть, что организм птицы,

находясь в тесном взаимодействии с окружающей средой, которая определяет все его физиологические процессы, находясь в комфортных диапазонах температур, тратит большее количество энергии именно на свою продуктивность. При более низких температурах значительная часть энергии, поступающая в организм птицы со съедаемым ею кормом, идет на ее обогрев. В итоге, снижение потребления корма при увеличении температуры не ведет к прямо пропорциональной зависимости снижения ее продуктивности. До определенного значения температур большее количество корма идет на обогрев, и продуктивность в данном случае не велика. Когда птица находится в регламентированном температурном диапазоне, то несмотря на относительное снижение в потреблении корма ее продуктивность растет, за счет того что сравнительно большая часть корма идет на получение продукции. А вот при дальнейшем повышении температуры, снижение в потреблении корма приводит к уменьшению яйценоскости и привеса птицы.

Эта зависимость представлена на рис. 1.3. На ней хорошо просматривается зона оптимальных температур, которая для кур-несушек составляет 12 - 16 °С, для бройлеров на завершающем этапе их выращивания – 18 - 23 °С, для уток и гусей – 14 - 16 °С [2, 4, 63, 69, 112, 134 и др.]. При таких температурных режимах в организме птицы интенсивно происходят метаболические процессы, более рационально осуществляется расход энергетических ресурсов, птице легче поддерживать тепловое равновесие между своим организмом и воздушной средой помещения. Кроме того наблюдается более полное усвоение потребляемого корма и получаемых с ним питательных веществ и микроэлементов. У птицы отмечают хорошую функциональность сердечной деятельности и процессов в органах дыхания. Наблюдается оптимизация водного обмена в ее организме.

При этом, как и ожидалось, при более высоких и низких температурах воздуха в помещении продуктивность птицы снижается, что объясняется не целевым расходом энергии корма или снижением в его потреблении.

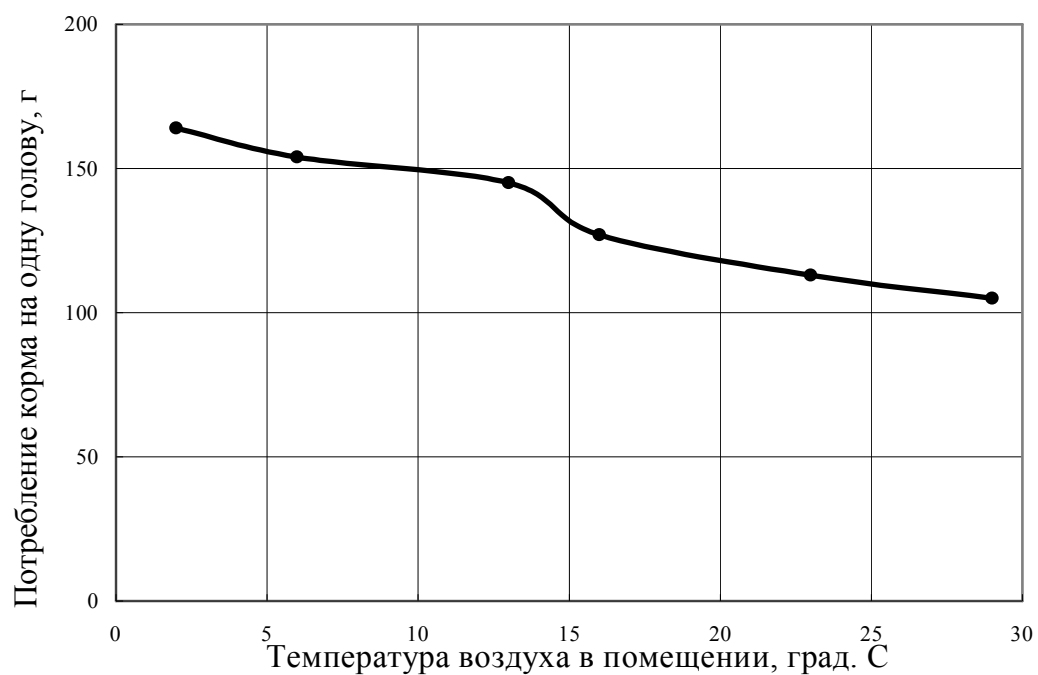


Рисунок 1.2. Потребление корма в расчете на 1 голову в зависимости от температуры воздуха

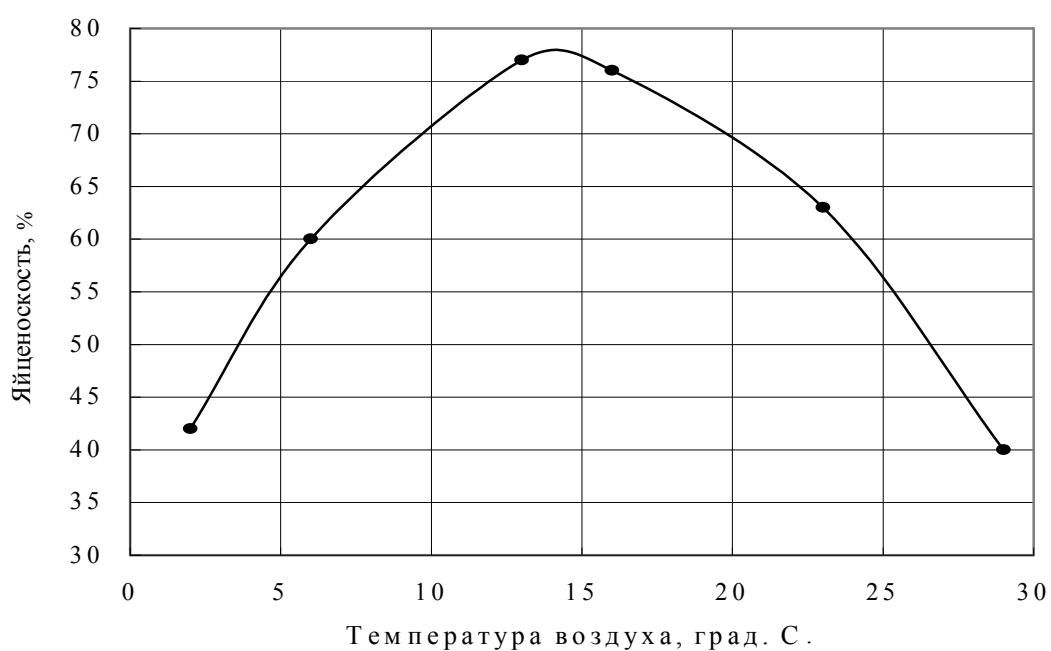


Рисунок 1.3. Зависимость продуктивности кур яичной породы от температуры воздуха в помещении

Снижение окружающей температуры по отношению к оптимальному диапазону или ее повышение вызывает неблагоприятные сдвиги в общем об-

мене веществ в организме птицы и в результате снижает ее яйценоскость и повышает затраты корма на единицу продукции. В организме взрослых кур наибольшие изменения в общем обмене веществ происходят при высоких температурах, а у молодняка – при низких. При температуре 35-40°C птица потребляет на 15 – 30% корма меньше, чем в оптимальных условиях. Это связано с избытком накапливающегося в организме тепла и резким снижением активности амилалитических и протеолитических ферментов.

Цыплята в возрасте от 1 до 65 дней, содержащиеся при температуре 33°C потребляют на 11 – 21% корма меньше в сравнении с теми которые находятся в оптимальных условиях. Цыплята, выращиваемые при температуре в помещении 30 – 40°C и относительной влажности воздуха 65 – 95%, весят на 13% меньше, но потребляют на 1 кг привеса на 3,8% больше корма чем цыплята в обычных условиях. С понижением температуры воздуха у цыплят повышается потребление корма на 39%, потребление кислорода на 2 – 19%, теплопродукция на 15 – 31%, глубина дыхания на 70 – 74%.

На основе многочисленных экспериментов была получена схема общего действия различных температур на организм птицы (табл. 1.1).

При выборе наиболее рационального диапазона температур необходимо учитывать значения относительной влажности воздуха. Ее влияние на физиологические процессы в организме сельскохозяйственной птицы весьма значительно и должно учитываться при формировании микроклимата помещения. Оптимальные значения относительной влажности лежат в пределах от 65 до 80%, что определяется видом, возрастом и способ содержания птицы. При более высоких значениях у птицы снижаются процессы испарения влаги с органов дыхания, что снижает их теплообмен и может привести к перегреву организма птицы. По этой причине замедляются все физиологические процессы в ее организме. В частности, снижается интенсивность окислительно-восстановительных процессов, нарушается обмен веществ, что ведет к потере аппетита и плохому усваиванию корма. Все эти показатели, в конечном счете, снижают продуктивность птицы.

Таблица 1.1. Общее действие температур на организм птицы.

Температура воздуха в птичнике, °С	Реакция организма птицы на окружающую температуру
40 – 46	Температура тела птицы повышается на 1,5 - 2 °С. В течение 12 часов птица погибает.
34 – 40	Снижается потребление корма, общий обмен веществ, активность ферментов, яйценоскость. Повышаются ритм дыхания, температура тела, потребление воды, смертность.
24 – 34	Снижается потребление корма на 20 – 35%, яйценоскость на 20 – 25%, толщина скорлупы на 30%. Повышаются потребление воды в 2 – 3 раза, частота дыхания в 4 – 5 раз.
18 – 24	Термонеутральная зона при относительной влажности 35 – 60%.
12 – 18	Термонеутральная зона при относительной влажности 60 – 70%.
0 – 12	Потребление воды снижается на 10 – 15%. На каждый градус снижения температуры воздуха повышается потребление корма на 0,25 кормовых единиц и снижается яйценоскость на 1,5 – 2,5%.
- 8 – 0	Снижаются потребление и активность птицы, а также потребление ею корма и воды. Возможно отмораживание гребня.
- 10 – (-8)	Снижается температура тела, резко проявляются рефлекторные реакции сохранения тепла.

Рассматривая птицу более раннего возраста, отмечают снижение ее иммунитета, что выражается в большей подверженности болезням. Вследствие этого увеличивается ее выбраковка и падеж. Кроме того повышенная

влажность в помещении неизбежно приводит к чрезмерной сырости подстилки, а также строительных конструкций зданий, что сокращает срок их службы. Повышенная влажность воздуха в помещении при повышенных температурах способствует резкому росту количества возбудителей различных болезней птицы.

Интенсивно поглощая лучистую энергию, при низкой температуре влажный воздух способствует повышению процессов теплоотдачи у птицы, что ведет к ее переохлаждению и возникновению простудных заболеваний. Исследования [207, 240] показывают, что увеличение теплоотдачи при повышении относительной влажности на 12% аналогично тому, что происходит при снижении температуры воздуха в птичнике на 1°C.

Рост относительной влажности выше некоторого предельного значения может привести к перегреву организма, содержащейся в помещении, птицы. Состояние, так называемой, «тепловой прострации», вызываемое в результате подобного перегрева может наступить при следующих температурно-влажностных параметрах воздушной среды помещения [137, 193, 206]: 37,8°C при влажности 30%, 35°C при влажности 60% и 32°C при влажности 75%. На основании этих данных четко прослеживается тенденция, указывающая на то, что при высоких значениях относительной влажности температура при которой птица испытывает перегрев организма снижается.

Пересушенный воздух птицеводческого помещения так же не менее вреден для птицы, чем влажный. Если относительная влажность воздуха ниже 50% , то в помещении резко возрастает уровень запыленности, что раздражает слизистые оболочки глаз и органов дыхания птицы. Вместе с этим оперение птицы становится очень хрупким, у нее развивается каннибализм. Для своеобразной акклиматизации птица инстинктивно пьет больше воды, что снижает ее потребление корма и отрицательно сказывается на яйценоскости и привесе.

Многочисленные исследования [49, 58, 123, 141, 147, 205 и др.] показывают, что в зависимости от вида птицы значения относительной влажности

лежат в диапазонах: 70 – 80% для взрослой водоплавающей птицы, 65 – 75% - для ее молодняка. Для остальных видов птиц зона комфортной влажности лежит в границах 60 – 70%.

Еще одним немаловажным показателем, определяющим теплоотдачу организма птицы, а, следовательно, и ее физическое состояние является скорость воздуха в зоне размещения птицы. Подвижность воздуха оказывает различное действие на организм птицы. В частности, при некоторых значениях может происходить усиление или ослабление действия температурно-влажностных параметров на птицу.

Скорость воздуха в зоне размещения птицы значительно влияет на ее организм. В холодное время года излишне быстрые потоки воздуха будут увеличивать теплоотдачу птицы и могут вызвать ее переохлаждение. В жаркий период воздушный поток наоборот ограждает птицу от перегрева, но рост его скорости выше некоторых предельно допустимых значений крайне не желателен, т.к. организм птицы крайне отрицательно реагирует на сквозняки.

Вместе с тем нижняя граница скорости воздуха в птичнике обусловлена большим количеством выделяемого птицей углекислого газа, аммиака и т.д (таблица 1.2). При этом возникают застойные воздушные зоны, в которых накапливаются вредные выделения. Для их утилизации необходимо чтобы скорость воздуха в зоне размещения птицы была выше 0,3 м/с [149].

В воздушную среду птицеводческого помещения углекислота поступает с воздухом, выдыхаемом птицей, в результате разложения помета, с загрязненным атмосферным воздухом. Количество выдыхаемой углекислоты зависит от вида, возраста, продуктивности и физиологического состояния птицы. Ее значения колеблются в пределах от 0,5 л до 2,5 л на 1 кг веса птицы в час. К примеру, 50 тыс. кур яичных линий промышленного стада при клеточном содержании каждый час выделяют 127,5 м³ углекислоты, 40 тыс. бройлеров в возрасте 60-ти дней – 83,2 м³/час. Таким образом, через 2-3 часа воздух в помещении на 10-20% будет заполнен углекислым газом и птица

погибнет в результате выключения ее дыхательного центра, кислородной недостаточности и паралича органов дыхания. Продолжительное влияние 5%-ной концентрации углекислого газа на состояние птицы выражается в том, что снижается их подвижность, потребление корма, а также яйценоскость.

Аммиак в птицеводческих помещениях образуется как конечный продукт разложения помета, органической пыли, россыпи кормов, а также некачественного состава питьевой воды. Концентрация аммиака больше 0,0347 мг/л вызывает у птицы отеки и утолщение слизистой оболочки носа, трахеи и частично легких. При концентрации аммиака 0,0694 мг/л у цыплят наблюдается снижение аппетита, вследствие чего задерживается рост. Та же концентрация снижает продуктивность кур-несушек, и особенно важно то, что после нормализации этого параметра продуктивность не восстанавливается.

Подобные условия содержания сельскохозяйственной птицы крайне отрицательно сказываются на ее продуктивности. В результате в ее значениях наблюдается неравномерность и резкое сокращение. Необходимую подвижность воздуха следует организовывать, отталкиваясь не только от вида и возраста птицы, но и с учетом способа ее содержания. Если при напольном размещении для удаления содержащихся в воздухе вредных примесей достаточно организовать воздушный поток со скоростью 0,5 – 0,8 м/с, то при содержании птицы в клеточных батареях эти показатели должны быть значительно выше. Это объясняется большим количеством аэродинамических препятствий воздушному потоку в виде: клеточных батарей, элементов их конструкций и т.д. Кроме того из-за несовершенства вентиляционных систем отсутствует равномерно распределение воздуха по всему объему помещения. Для нейтрализации этих недостатков скорость воздуха в данном случае должна находиться в пределах 1,5 – 2 м/с.

Таблица 1.2. Количество газа, тепла и водяных паров, выделяемых птицей

Вид птицы	Выделяется на 1 кг живого веса в 1 час			
	Живой вес, кг	Углекислый газ, г	Свободное тепло, ккал	Водяные пары, г
Куры-несушки при содержании в клетках	1,5 – 1,7	1,7	6,8	5,1
Куры-несушки при напольном содержании	1,5 – 1,7	2,0	7,9	5,8
Куры мясных пород	2,5 – 3,0	1,8	7,2	5,2
Молодняк кур яичного направления	0,25 – 1,6	2,2 – 1,6	6,4 – 8,8	4,8 – 6,6
Молодняк кур мясного направления	0,25 – 2,5	2,2 – 1,6	6,0 – 8,1	4,8 – 6,3

В результате производственных испытаний [149, 173] установлено, что для кур благоприятным является следующий воздухообмен: в зимний сезон 0,8–1,0 м³/ч на 1 кг живого веса; в переходный период 2,4–2,8 м³/ч, а в летний период – 3,8–4,8 м³/ч. При соблюдении заданного воздухообмена яйценоскость птицы возрастает до 11–15%, а потребление корма снижается на 5–8%. Кроме того значительно улучшается физиологическое состояние птицы, что выражается в увеличении содержания гемоглобина в крови в среднем на 5,4%, эритроцитов на – 3,4%.

Таблица 1.3. Продуктивность кур при различном воздухообмене в зимний, переходный и летний периоды.

Период	Средний живой вес одной головы, г	Воздухообмен на 1 кг живого веса птицы, м ³ /ч	Температура, °С	Относительная влажность, %	Содержание углекислоты, %	Потребление корма на 1 голову, г	Потребление воды на 1 голову, г	Яйцекладка, %
Зимний	1580	0,8	16,3	70	0,197	196	196,6	40
		1,0	14,5	63	0,181	179	179,1	60
		1,2	14,1	55	0,174	177	177,3	20
Переходный	1580	2,4	16,1	70	0,198	191	191,1	40
		2,6	14,6	66	0,189	180	180,2	80
		2,8	14,2	62	0,176	176	176,3	60
Летний	1580	3,8	25,0	55	0,216	200	200,1	40
		4,0	22,4	62	0,200	211	211,6	60
		4,2	20,5	70	0,195	197	197,2	60

Вместе с тем надо учитывать, что увеличение воздухообмена неразрывно связано с увеличением скорости воздуха. При ее повышении усиливаются конвективные потоки воздуха вокруг тела птицы, повышается испарение выдыхаемой влаги, увеличивается разница температур кожи, оперения и как следствие повышается теплоотдача. При повышении скорости воздуха с 0,1 до 2,5 м/с происходит снижение температуры кожи птицы: в области хлупа с 39 до 31°С, в других участках на 4°С.

Повышение скорости воздуха от 0,5 до 2,5 м/с при температуре от 25 до 36°С улучшает теплоотдачу организма и общее физиологическое состояние птицы, а вот при температуре 38 – 40°С повышение скорости воздуха уже не способствует охлаждению организма птицы.

Многочисленные исследования [29, 47, 59, 63, 194, 197, 198] позволили рекомендовать следующие значения скорости воздуха в зоне размещения птицы в зависимости от его температуры (табл. 1.4.).

Таблица 1.4. Рекомендованные значения скорости воздуха в зависимости от его температуры

Температура воздуха в птичнике, °С	Скорость воздуха, м/с
25 – 28	0,5 – 1,0
28 – 31	1,0 – 1,5
31 – 34	1,0 – 2,0
34 – 37	2,0 – 2,5

Рекомендованы следующие [108, 112, 162, 180, 181] значения основных параметров микроклимата (табл.1.5 и табл. 1.6).

Таким образом, параметры воздушной среды птицеводческих помещений оказывают весомое влияние на физиологические процессы в организме птицы и, определяя состояние ее здоровья, оказывают существенное воздействие на показатели ее продуктивности. Следовательно, продуктивность сельскохозяйственной птицы находится в тесной взаимосвязи с микроклиматическими параметрами воздушной среды помещения и в случае их оптимальных значений, при условии соблюдения всех остальных зоотехнических требований, приближается к своим максимальным показателям.

На практике параметры воздушной среды зачастую далеки от оптимальных значений. В лучшем случае их показатели лежат на границах предельно допустимых диапазонов. Это вызвано тем, что на формирование микроклимата птицеводческих помещений оказывают влияние как внешние, так и внутренние факторы. Под внешними факторами, как правило, понимаются климатические условия той природной зоны, в которой находится птицеводство. От этого зависит количество теплопритоков, которые поступают в помещение через крышу и боковые стены, а также за счет лучистой энергии.

Внутренние факторы, формирующие микроклимат помещения, определяются видом и возрастом содержащейся в нем птицы, вариантом и плотностью ее содержания, видом и способом раздачи кормов.

Таблица 1.5. Основные параметры микроклимата при выращивании и содержании яичных кур

Вид и возраст птицы	Температура воздуха в помещении, °С	Относительная влажность воздуха в помещении, %	Минимальное необходимое количество свежего воздуха, подаваемого в птичник, м ³ /ч на 1 кг живой массы		Скорость движения воздуха в зоне размещения птицы, м/с	
			Холодное время года	Жаркое время года	Холодное время года	Жаркое время года
Молодняк в возрасте, недель: 1 – 9 10 – 22	33-24	60-70	0,8-1,0	5,0	0,1-0,5	0,2-0,6
	24-18	90-70	0,75	5,0	0,1-0,5	0,2-0,6
Куры-несушки	16-18	60-70	0,7	4,0	0,2-0,6	0,3-1,0

Таблица 1.6. Основные параметры микроклимата птицеводческих помещений при выращивании птицы на мясо

Группа птицы	Возраст, недель	Температура, °С			Относительная влажность, %	Минимальное количество свежего воздуха, подаваемого в птичник, м³/ч на 1 кг живой массы	
		Напольное содержание		Клеточное содержание		Холодный период года	Тёплый период года
		В помеще-нии	Под бруде-ром				
Цыплята – бройлеры	1	28-26	35-30	32-28	65-70	0,7-1,0	5,5
	2-3	24-22	29-26	25-24	65-70	0,7-1,0	5,5
	4-6	20-19	-	20	65-70	0,7-1,0	5,5
	6-8	18-17	-	18	65-70	0,7-1,0	5,5
Утята	1	26-22	35-26	31-24	65-75	0,65-1,0	5,0
	2-4	20	25-22	24-20	65-75	0,65-1,0	5,0
	5-8	16	-	18	65-75	0,65-1,0	5,0
Гусята	1-4	26-22	30	30	65-75	0,65	5,0
	4-9	20-18	-	20-18	65-75	0,65	5,0
Индюшата	1	30-28	37-30	37-30	65-70	0,65	5,0
	2-3	27-22	29-25	29-25	65-70	0,65	5,0
	4-5	21-19	24-21	24-21	65-70	0,65	5,0
	6-17	18-17		18-17	65-70	0,65	5,0
	18-23	16		16	65-70	0,65	5,0

1.2. Оценка теплопоступлений в птицеводческом помещении.

Как показано в предыдущем подразделе, формирование микроклимата птицеводческих помещений происходит под действием внешних и внутренних факторов. Для количественной оценки теплопоступлений в птичнике проведем соответствующий анализ.

Оценку теплопоступлений в птицеводческом помещении определим на примере птичника, который рассчитан на содержание в клеточных батареях 12000 кур-несушек. Средняя масса одной птицы 1,6 кг. Габариты одноэтажного птицеводческого помещения, стены которого выполнены из кирпича, показаны на рис 1.4.

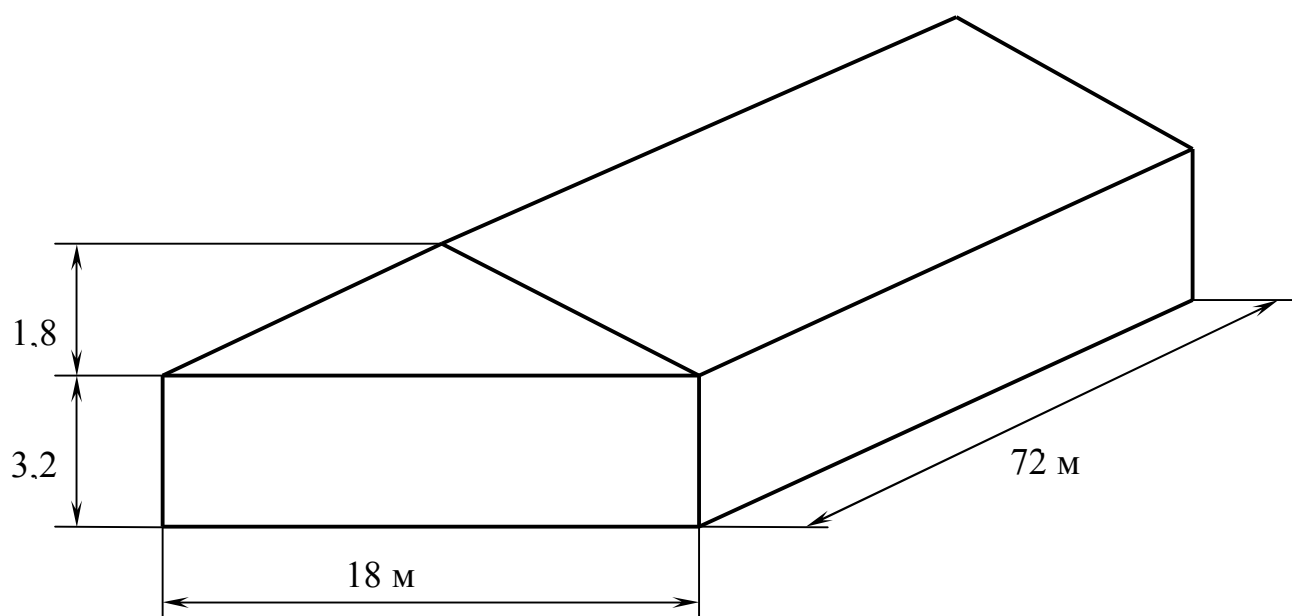


Рисунок 1.4. Птицеводческое помещение

Все теплопоступления в птицеводческое помещение принято делить на две группы. К первой из них относят постоянные теплопритоки, которые складываются из тепла выделяемого птицей, людьми, работающими в птичнике, источниками искусственного освещения и технологическим оборудованием. Вторая группа теплопоступлений связана с окружающей средой, в которой расположено помещение, и определяется количеством теплоты, ко-

торая передается от окружающей среды помещению через его стены и крышу [44]. Кроме того, учитывают нагрев помещения от лучистой энергии.

В настоящем разделе рассмотрим подробнее природу и количественные характеристики постоянных теплопритоков.

Факторы, определяющие количество тепла, выделяемого людьми различны. Первоочередное значение имеют пол, возраст, масса и телосложение человека. Кроме того, количество данных тепловыделений будет зависеть от численности людей, находящихся в данном помещении, а также интенсивность их труда. Не маловажными являются такие факторы, как психическое состояние человека, его одежда.

Формула для определения тепlopоступлений от людей имеет следующий вид

$$Q_{\text{л}} = \sum n \cdot q_{\text{л}},$$

где n – количественный состав людей в помещении;

$q_{\text{л}}$ – тепловыделения одного человека, Вт. Ее значение зависит от тяжести работы и температуры воздуха в помещении. Числовые показатели тепловыделений приводятся в справочниках и указываются для мужчин.

Что касается женщин, то для них принято определять тепловыделения в размере 80% от справочных величин, указанных в таблице 1.7.

В общем случае тепловыделения от людей в птицеводческом помещении составляют не более $Q_{\text{л}} = 700 - 800$ Вт.

Ко второй группе постоянных теплопритоков относят тепло, поступающее в помещение от технологического оборудования, которое возникает в процессе перехода электрической энергии вентиляторов и других технических устройств в тепловую. Она зависит от установочной мощности размещенного в птичнике оборудования и может быть найдена из соотношения:

$$Q_{\text{т}} = 1000 \cdot N_{\text{уст}} \cdot \eta,$$

где $N_{\text{уст}}$ – суммарная номинальная мощность расположенного в птичнике технологического оборудования, кВт;

η - доля энергии, которая передается воздушной среде помещения в виде тепла.

Для птицеводческих помещений принято считать, что доля энергии, отдаваемая с теплом $\eta = 0,1-0,15$. Тогда тепlopоступления от технологического оборудования $Q_t = 3500-4000$ Вт.

Таблица 1.7. Данные о тепловыделениях мужчин в зависимости от характера работы и температуры воздуха в помещении

Вид тепла	Тепловыделения 1 чел., Вт при температуре воздуха в помещении, °С.					
	10	15	20	25	30	35
В состоянии покоя						
Явное	138,2	115	86	57	40,5	11,3
Скрытое	23,8	30	29	34.4	52.2	81.2
Полное	162	145	116	92.8	92.8	92.8
При лёгкой работе						
Явное	150.8	121.8	98.6	63.8	40.6	5.8
Скрытое	29	34.8	52.2	81.2	104.4	139.2
Полное	179.8	156.6	150.8	145	145	145
При работе средней тяжести						
Явное	162.4	133.4	104.4	69.6	40.6	5.8
Скрытое	52.2	191.4	98.6	127.6	104.4	191.4
Полное	214.6	208.8	203	197.2	145	197.2
При тяжёлой работе						
Явное	197.2	162.4	127.6	92.8	52.2	11.6
Скрытое	92.8	127.6	162.4	197.2	237.8	278.4
Полное	290	290	290	290	290	290

Источники искусственного освещения также выделяют некоторое количество тепла. Его можно определить пользуясь формулой:

$$Q_{\text{осв}} = 1000 \cdot N_o \cdot \beta_o,$$

где N_o – общая мощность всех находящихся в помещении источников освещения, кВт; β_o – коэффициент, характеризующий количество энергии от искусственных источников освещения, переходящее в тепловую энергию, $\beta_o = 0,7 - 0,9$. $Q_{\text{осв}} = 700-900$ Вт.

И все же основная доля теплопритоков приходится именно на содержащуюся в помещении птицу. Для количественной оценки этой энергии воспользуемся формулой:

$$Q_{\text{пт}} = n \cdot P \cdot q \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3,$$

где n – количество птиц в изучаемом помещении;

P – живой вес одной птицы, кг;

q – удельные тепловыделения от одной птицы, Вт/кг;

k_1 – коэффициент поправки тепловыделений в ночное время,

k_2 – коэффициент, учитывающий изменение внутренней температуры в птичнике по отношению к оптимальной.

Для взрослой птицы

$$k_2^B = -0.012 \cdot t \cdot 1.214,$$

для молодняка

$$k_2^M = -0.013 \cdot t \cdot 1.3$$

k_3 – коэффициент, учитывающий заполнение птичника, $k_3 = 0.85-0.9$.

В результате расчет по приведенной выше формуле получаем, что тепловыделения от птицы для рассматриваемого помещения находятся в пределах $Q_{\text{пт}} = 117000-130000$ Вт.

Суммируя все постоянные тепловыделения внутри птицеводческого помещения, заключаем, что при содержании 12000 кур-несушек они составляют 145000-165000 Вт.

Такое количество тепла уже менее чем через час нагреет воздух в помещении до значений во много раз превышающих установленные нормы. К тому же загазованность помещения к этому времени также выйдет далеко за рамки предельно допустимых значений. Для нейтрализации подобных негативных явлений большинство птицеводческих помещений оборудовано различными по типу и принципу системами вентиляции.

1.3. Современные пути и средства улучшения температурно-влажностных параметров воздушной среды птицеводческих помещений.

Требования, предъявляемые к современному птицеводческому хозяйству, предполагают содержание птицы в специальных закрытых помещениях. Интенсификация процесса содержания птицы диктует необходимость максимального использования его объема. По этой причине птицу размещают в клеточных батареях с повышенной плотностью посадки. В таких условиях птица практически не получает чистого воздуха и лучистой энергии солнца. В связи с этим ее физиологическое состояние и продуктивность напрямую зависят от параметров воздушной среды птицеводческого помещения.

Как было показано ранее, в реальности температурно-влажностные параметры воздуха в птичнике зачастую не соответствуют зоотехническим нормам. Это объясняется огромным количеством факторов, влияющих на формирование воздушной среды в птичнике. Ее параметры зависят от вида и возраста птицы, технологии ее выращивания, плотности размещения, а также от особенностей физиологии птицы. Другая группа объективных причин, на которых формируется микроклимат птичника, связана с его конструктивными особенностями к которым относятся: теплофизические свойства стен и крыши, эффективность систем вентиляции и отопления, состояние канализации, организация удаления помета, схема освещения и т.д. И, конечно, нельзя

забывать о погодных особенностях той климатической зоны, в которой находится птицеводческое хозяйство.

Действие указанных факторов зачастую приводит к значительному снижению температурно-влажностных параметров воздушной среды помещения. Так, в жаркий период года, из-за высокой температуры воздуха и большого количества внутренних теплопритоков воздух в помещении подвергается значительному перегреву. Зачастую температура воздуха в птичнике гораздо выше температуры уличного воздуха. Это вызывает резкое ухудшение состояния здоровья птицы и, как следствие, ее продуктивности.

Зимой увеличивается тепловой поток через крышу и боковые стенки из помещения на улицу. За счет этого температура воздуха внутри птичника значительное время удерживается в регламентированных рамках. Однако, скапливающийся в воздухе углекислый газ и аммиак значительно превышают допустимые нормы их концентрации. Это требует обеспечить в помещение приток свежего воздуха и удаление из него загрязненного. Но подавать в помещение холодный уличный воздух - означает подвергнуть птицу резкому снижению температуры, что неблагоприятно отразится на ее здоровье.

Таким образом, мы приходим к выводу, что задача по созданию наиболее рациональных параметров микроклимата птицеводческого помещения, является многоуровневой, комплексной и требующей обдуманного и взвешенного подхода к ее решению.

Проблеме связанной с изучением мероприятий по улучшению условий содержания сельскохозяйственной птицы посвящены работы таких авторов, как Антонов П.П. [12, 13], Баланин В.И. [29, 30], Гирина В.Л. [59], Марьенко Н.А. [149] и др. Общие тенденции в области улучшения микроклиматических параметров воздуха в птичниках развиваются в трех направлениях. Во-первых, это организация необходимой вентиляции помещения. Во-вторых, создание систем охлаждения воздуха для жаркого времени года и в-третьих создание систем отопления для холодного периода.

Остановимся на вопросе вентиляции птицеводческих помещений. Анализ научных трудов таких авторов, как Ю.М. Бабаханов [27], В.А. Бахарев [34], Н.З. Битколов [40], М.Ф. Бромлей [48], В.И. Буяров [49], А.М. Гримитлин [62], Д. Крум [139] и др., позволил сформулировать понятие вентиляции помещения, как организация воздушного обмена воздуха, при которой загрязненный воздух удаляется из помещения, а ему на смену подается чистый.

В основные задачи вентиляции птицеводческого помещения входит:

- поддержание установленных зоотехническими требованиями температурно-влажностных параметров воздушной среды, которые соответствуют виду и возрасту птицы;
- обеспечение необходимой кратности обмена воздуха, которая заключается в подаче определенного физиологически обоснованного объема свежего воздуха, рассчитываемого на единицу живого веса птицы;
- утилизация из помещения вредных газов, а также излишков влаги, механических примесей, вредных для здоровья птицы;
- организация равномерной подачи свежего воздуха без локальных застойных «мертвых» зон с повышенной концентрацией вредных примесей;
- повышение долговечности инженерных сооружений птичника, его строительных конструкций и надежности применяемого в нем технологического оборудования;
- создание персоналу птицеводческого комплекса нормальных микроклиматических условий.

Для выбора и расчета схемы вентиляции в первую очередь необходимо учесть вид птицы и цель ее разведения. При выращивании птицы на племя, необходимо обеспечить такие условия, которые позволят получить яйца с высоким процентом выводимости. Если же птица разводится для товарных целей, то при бройлерном производстве все условия должны способствовать высоким привесам, а в случае разведения кур-несушек повышению яйценоскости.

По своему принципу все системы вентиляции делятся на два типа: открытого и закрытого [14, 40, 152]. В настоящее время открытые птичники можно встретить лишь в жарких климатических зонах. Это связано с тем, что температура воздуха внутри таких помещений равна температуре окружающей среды. При планировании их ориентируют в восточно-западном направлении и оборудуют крышей, которая выступает над стенами на 1 – 1,5 м (Рис. 1.5). Это позволяет защитить птичник от попадания прямых солнечных лучей. Для снижения теплового воздействия на птицу от накаляющейся в жару крыши ее располагают на высоте не менее 4 м и изолируют стекловатой, полиуретаном и др. Иногда поверхность крыши окрашивают в белый цвет, что позволяет снизить ее теплопоглощение на 10 – 15%.

Боковые стены открытых птицеводческих помещений выкладывают из кирпича на высоту 0,5 – 1 м, а остальная часть стен открыта и защищена проволочной сеткой. Площадь боковых щелей не должна быть менее 60% от общей площади стен. Для организации требуемых воздушных потоков на боковых стенах размещают шторы или откидные пологи. В жаркое время, когда температура в помещении превышает нормируемые значения, эти пологи открывают чтобы обеспечить максимальное поступление уличного воздуха в помещение (рис. 1.6).

По мере снижения температуры внутри птичника шторы закрываются, тем самым перекрывая поток наружного воздуха (рис. 1.7). Открытие и закрытие штор осуществляется под контролем термодатчиков, расположенных в зоне размещения птицы. Поступающий в помещение холодный наружный воздух, опускается вниз и охлаждает птицу, а более теплый воздух, выходит из помещения, что зачастую приводит к значительным температурными колебаниям, наличие которых пагубно сказывается на самочувствии птицы.



Рисунок 1.5. Открытый птичник.

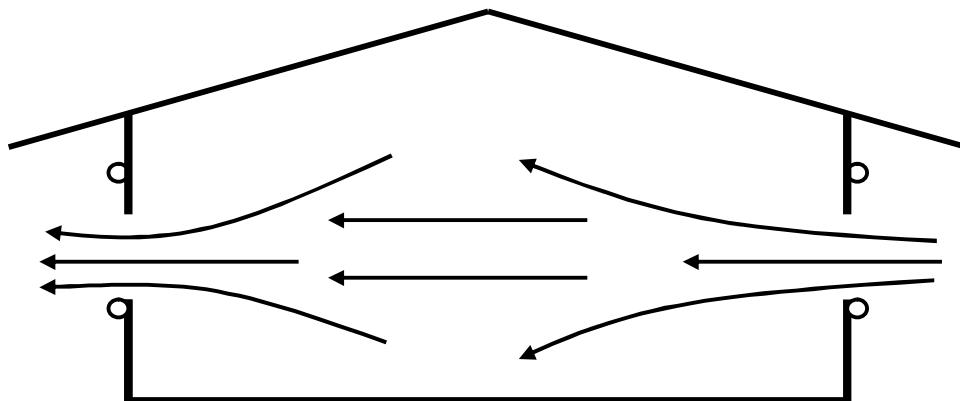


Рисунок 1.6. Вентиляция открытого птичника

Вместе с тем, даже в условиях умеренного климата температурные перепады наружного воздуха в течение дня требуют достаточно частой настройки системы управления шторами. Кроме того, поступающий в помещение холодный воздух способствует намоканию подстилки. Таким образом, подобные конструкции, обладая некоторыми преимуществами (низкая себестоимость, независимость от перебоев с электроэнергией) лишь позволяют формировать внутри птичника те же температурно-влажностные параметры, что и на улице и неспособны поддерживать в птичниках регламентированные

значения температуры и влажности воздуха в течение всего календарного года.

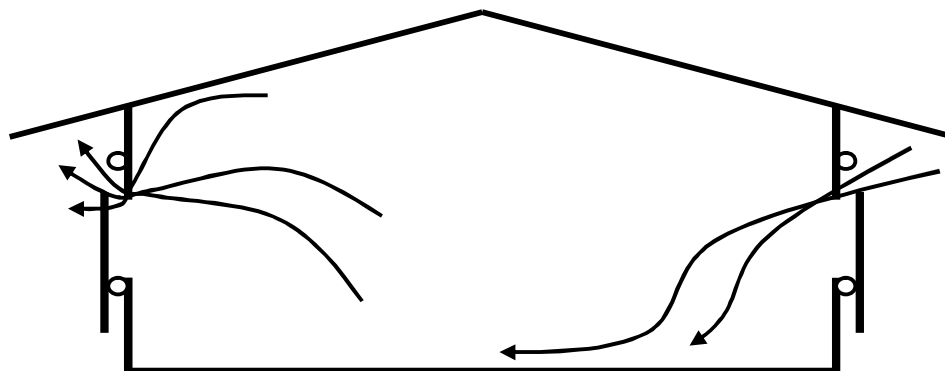


Рисунок 1.7. Регулирование количества поступающего воздуха боковыми пологими..

В этой связи более универсальными являются птицеводческие помещения закрытого типа [27, 48, 138]. Они позволяют поддерживать параметры воздушной среды в птичнике вне зависимости от значений температуры и влажности воздуха на улице. Для этого в них организуют естественную или механическую систему вентиляции.

Естественная система вентиляции основана на эффекте инжекции воздушного потока. Теплый, загрязненный воздух поднимается вверх и выходит из птичника через, расположенные на крыше, вентиляционные шахты. За счет этого в помещении создается разрежение, под действием которого в него через стенные жалюзи и клапаны увлекается более прохладный и чистый уличный воздух (рис. 1.8).

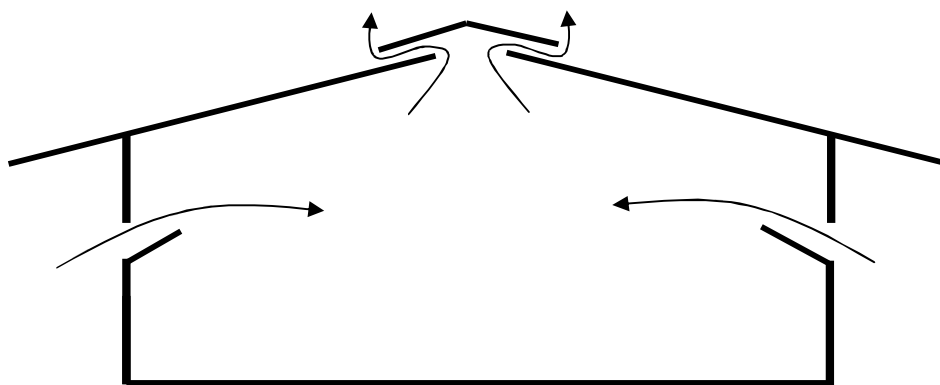


Рисунок 1.8. Естественная вентиляция.

Расположение вентиляционных окон на стенах птичника зависит от его конструктивных особенностей и должно обеспечивать максимально возможную смену воздушной массы внутри помещения. В зависимости от температуры наружного воздуха необходимо регулировать не только угол наклона заслонок приточных форточек, но и направление потока воздуха, поступающего в помещение. В случаях, когда приточный воздух достаточно прохладный, заслонки приточных клапанов располагают таким образом, чтобы поступающий в помещение воздух направлялся под крышу птичника (рис. 1.9). Там он перемешивается с теплым воздухом и только после этого поступает в зону размещения птицы. Таким образом, не допускается ее переохлаждение ниспадающими струями холодного воздуха.

Если же температура окружающей среды высокая, то заслонки регулируют так, чтобы воздух с улицы сразу поступал в зону размещения птицы (рис. 1.10).

В связи с тем, что работа подобных систем вентиляции во многом зависит от погодных условий: температуры окружающей среды, скорости ветра и т.д., то их применение ограничено и не может гарантировать всего необходимого комплекса температурно-влажностных параметров воздушной среды в птицеводческом помещении. Поэтому в подавляющем большинстве случаев предпочтение отдается птичникам с принудительной (механической) системой вентиляции.

Принципиально различают три типа механических систем вентиляции [4, 62, 139, 171]: с положительным (повышенным) давлением, с отрицательным (пониженным) давлением и системы равного давления. В зависимости от расположения вентиляторов различают следующие виды механической вентиляции: крышную (вертикальную), поперечную и продольную.

В условиях умеренного и холодного климата для организации вентиляции с повышенным давлением птичник оборудуют нагнетательными вентиляторами. При этом приток воздуха в тёплый период может осуществляться

от группы осевых крышных вентиляторов с отбойными пластинами, удаление воздуха – через фрамуги (рис. 1.11).

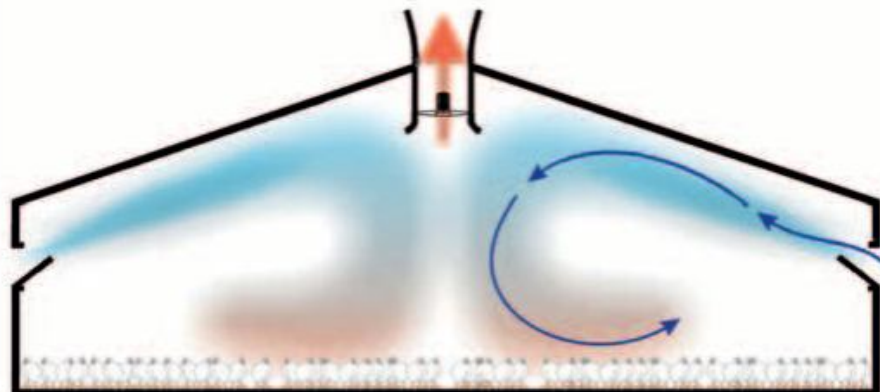


Рис.1.9. Положение заслонок при холодной температуре наружного воздуха

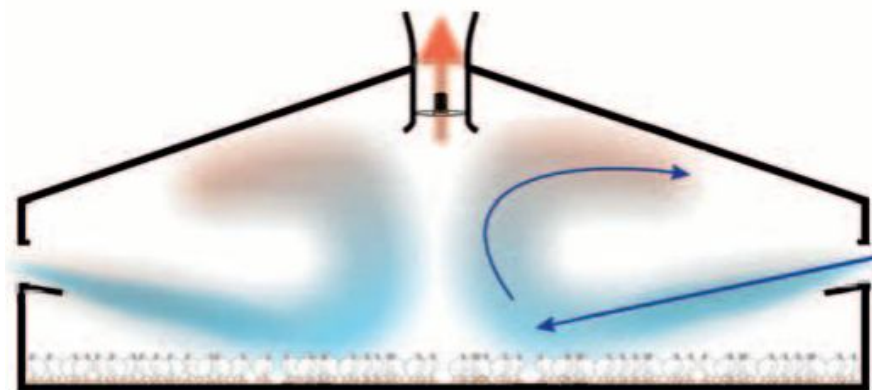


Рисунок 1.10. Положение заслонок при теплой температуре наружного воздуха

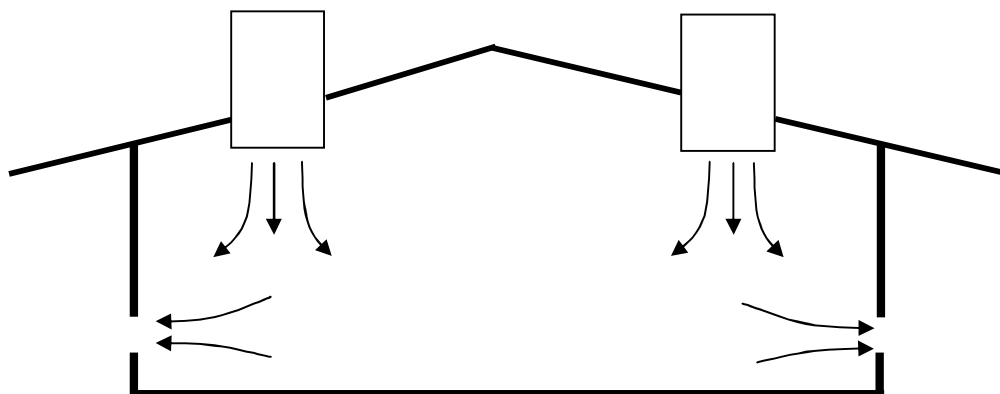


Рисунок 1. 11

Схема вентиляции с повышенным давлением

При всех плюсах такой схемы вентиляции, есть ряд серьезных недостатков, значительно ограничивающих ее применение. Во-первых, при создании нагнетательными крышными вентиляторами в помещении с клеточными батареями повышенного давления в нем наблюдаются вихревые кольца приточного воздуха, а в некоторых зонах наоборот образуются застойные участки. Это препятствует равномерному распределению свежего воздуха по объему помещения, а также способствует концентрации в «мертвых зонах» вредных газов и пыли. Кроме того, крышные вентиляторы в сравнении с настенными гораздо шумнее и дороже, как по балансовой стоимости, так и при эксплуатационном обслуживании.

В связи с этим рекомендуется размещать нагнетательные вентиляторы в стенах птичника (рис. 1.12), а удаление воздуха из помещения будет происходить через вентиляционные шахты, расположенные на крыше.

Гораздо эффективнее применение вентиляции с пониженным давлением внутри птичника [125, 148, 169, 239]. При работе вытяжных вентиляторов со стороны помещения вокруг них создается зона статического разряжения, что способствует равномерному движению воздуха со всех направлений. При условии отсутствия непреодолимых препятствий воздух движется, увлекаемый созданным разряжением, равномерно и с одинаковой скоростью. Второе несомненное преимущество схемы вентиляции с пониженным давлением – это наличие такого явления как инфильтрация уличного воздуха. Под действием все того же разряжения воздух с улицы попадает в помещение через различные отверстия и неплотности в его ограждающих конструкциях. Тем самым он частично охлаждает их, забирая на себя небольшое количество тепла. Помимо этого наличие инфильтрационного потока обуславливает уменьшение конденсата на стенах здания, что увеличивает их долговечность и срок службы.

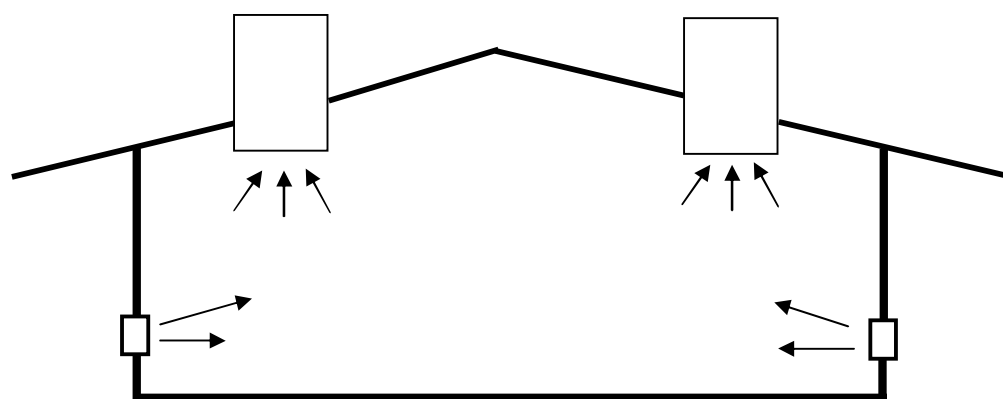


Рисунок 1.12. Схема вентиляции с повышенным давлением

Поперечная вентиляция с пониженным давлением применяется в регионах с существенным перепадом температур. Кроме того ее использование обосновано в двухэтажных птичниках. При ее работе воздух удаляется из помещения через расположенные на одной стене вентиляторы, а приток свежего воздуха происходит через вентиляционные клапаны, расположенные на противоположной стене здания (Рис. 1.13). Такие системы, как правило, оснащают регулировочными механизмами, которые позволяют изменять скорость вращения вентиляторов и углы открытия приточных клапанов.

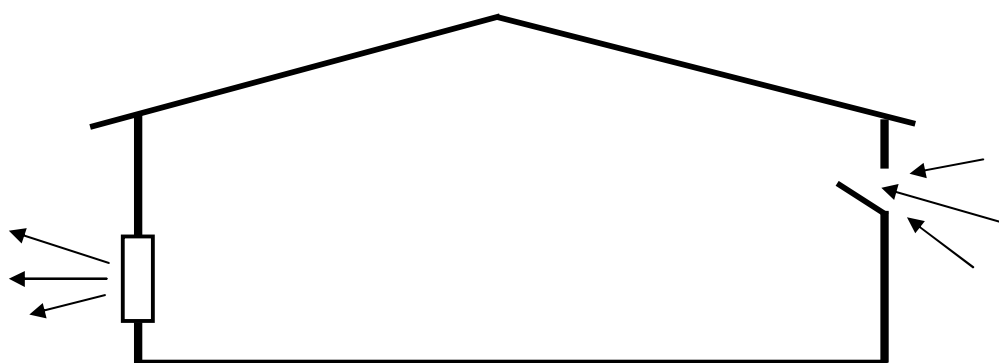


Рисунок 1. 13 Поперечная вентиляция с пониженным давлением

Возможно расположение вытяжных вентиляторов в одном из торцов здания. Тогда обе боковые стены оснащают приточными клапанами. Такую систему вентиляции называют продольной (рис. 1.14). Вытяжные вентиляторы, выбрасывают из помещения воздух, тем самым создавая в нем значи-

тельное разряжение. Вследствие этого, воздух с улицы увлекается в помещение через приточные клапаны.

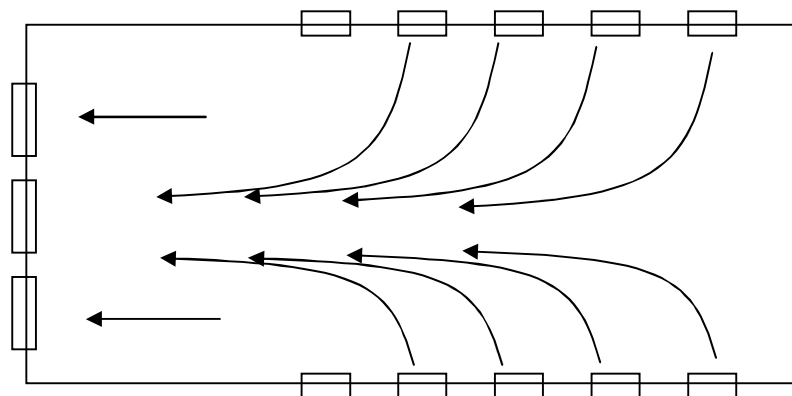


Рисунок 1.14 Схема продольной вентиляции.

Стоит учесть, что эффективность работы механической системы вентиляции с пониженным давлением будет зависеть от герметичности конструкции птицеводческого помещения. В противном случае паразитные потоки воздуха, инфильтрация через различные щели и неплотности стен может в значительной мере ухудшить работу системы вентиляции.

Вместе с тем даже при необходимой герметичности такие схемы вентиляции не могут обеспечить достаточного охлаждения птицы.

В условиях жаркого климата наиболее эффективно применение вентиляции туннельного типа (Рис. 1.15). Кроме того ее применение обосновано при выращивании крупной птицы (1,8 – 3,6 кг). Для организации таких вентиляционных систем в одном торце здания, как и в случае продольной схемы, располагают вытяжные вентиляторы. При этом весь воздух поступает в помещение через вентиляционные окна, расположенные в противоположном торце птичника.

Помимо удаления избыточного тепла тоннельная вентиляция дает эффект охлаждения ветром на $5 - 7^{\circ}\text{C}$. Для этого требуется создать воздушный поток со скоростью не менее 2,54 м/с. При этом стоит учесть, что скорость ветра в зоне размещения птицы ограничена зоогигиеническими требованиями при ее содержании и выращивании. Особенно это касается молодых цып-

лят у которых из-за недостаточного оперения повышенная скорость воздуха вызывает больший эффект охлаждения чем у взрослой птицы (Рис. 1.16).

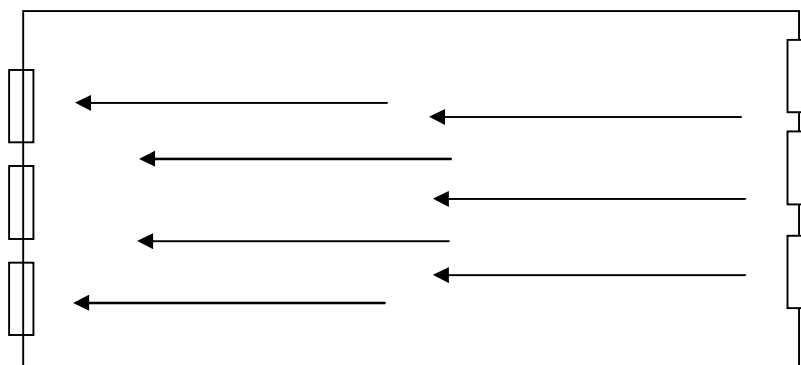


Рисунок 1.15 Схема тоннельной вентиляции

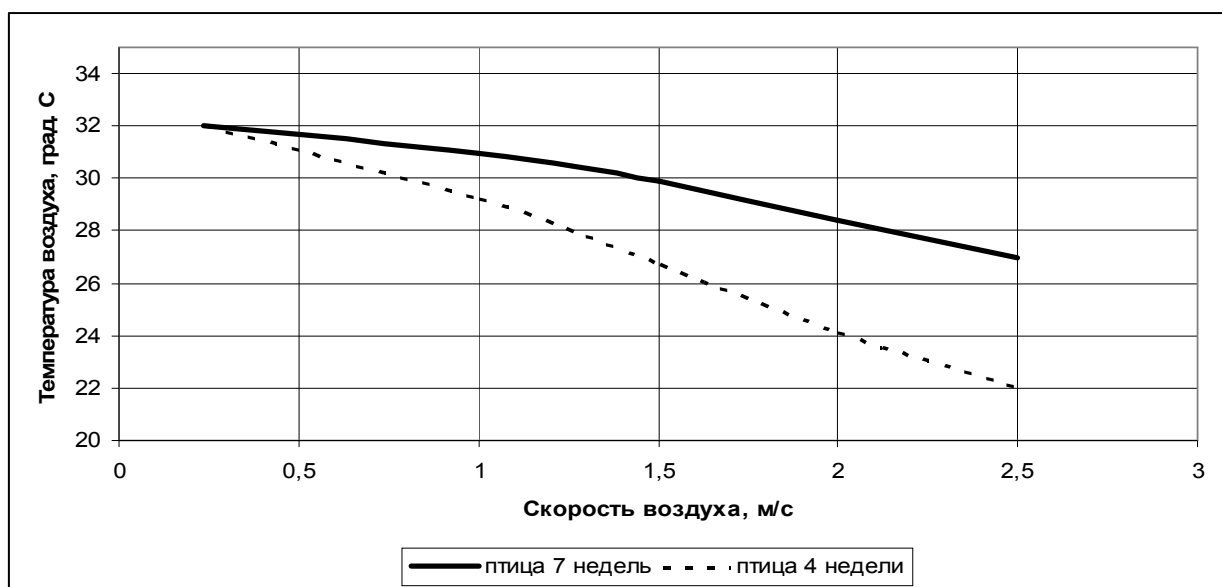


Рисунок 1.16

Зависимость эффекта охлаждения птицы от скорости воздуха

Рассмотренные механические системы вентиляции при всех их положительных качествах не могут обеспечить круглосуточное и круглогодичное поддержание заданных температурно-влажностных условий воздуха в птичнике. При значительных колебаниях между дневной и ночной температурами необходимо плавное изменение производительности вентиляционной системы. Различают минимальную, переходную и максимальную вентиляции.

В условиях холодных температур работает минимальная вентиляция, задача которой заключается в удалении излишков влаги и вредных примесей из воздушного пространства помещения, а также в обеспечении его минимальным количеством свежего воздуха.

Для решения этой задачи минимальная вентиляция должна обеспечивать равномерный приток свежего воздуха через все приточные форточки. Кроме того, скорость приточного воздуха должна быть достаточной для того чтобы он смешивался с воздушной массой помещения прежде чем попасть в зону размещения птицы. Для равномерного распределения воздуха по объему помещения необходимо чтобы общая пропускная способность приточных клапанов была примерно равна расходу, создаваемому вентиляторами. При недостаточной пропускной способности форточек вентиляторы будут работать в условиях высокого статического давления и не обеспечат необходимый воздухообмен. В том случае, когда форточки открыты излишне широко, воздух устремится преимущественно через те из них, что расположены ближе к вентиляторам, а это не позволит создать его равномерного распределения по объему помещения. На рис. 1.17 Представлены наиболее распространенные схемы минимальной вентиляции птицеводческих помещений.

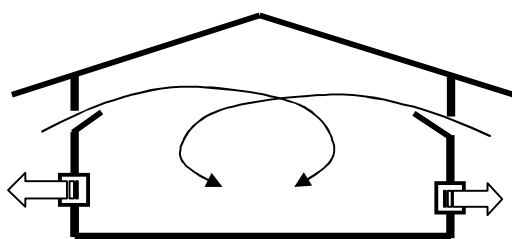


Рисунок 1.17 а)

Вариант минимальной вентиляции

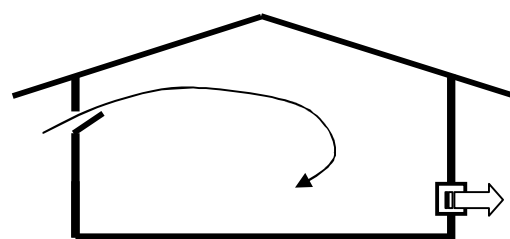


Рисунок 1.17 б)

Вариант минимальной вентиляции

При прохладной погоде эффективно работают схемы (рис. 1.17а, г) с вытяжными вентиляторами на боковых стенах и приточными клапанами, расположенными под карнизами по периметру здания либо в коньке крыши. Ра-

бота таких систем вентиляции весьма успешна при наличии тоннельной вентиляции, установленной в переходном режиме.

Вариант, представленный на рис. 1.17 б), называют «перекрестной вентиляцией» и применяют в тех случаях, когда не требуется тоннельная вентиляция. Коньковая вентиляция (рис. 1.17 в) популярна в прохладных климатических условиях.

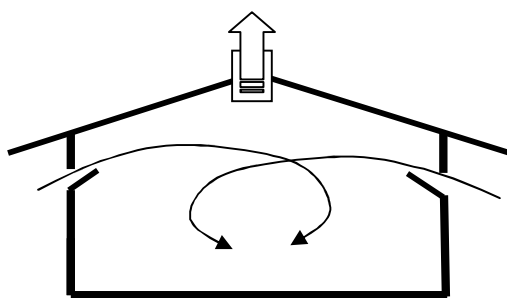


Рисунок 1.17в)

Перекрестная вентиляция

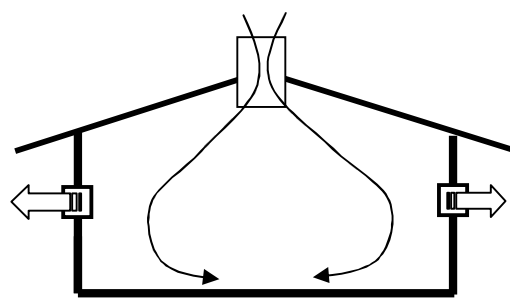


Рисунок 1.17 г)

Коньковая вентиляция

При более высоких температурах применяют переходную систему вентиляции. Для этого включают дополнительные вентиляторы и при необходимости изменяют схему подачи и перемещения воздуха по птичнику с той целью, чтобы помимо удаления влаги и вредных примесей обеспечить достаточное охлаждение птицы.

И, наконец, при высоких температурах уличного воздуха в птичнике включается максимальная вентиляция.

В настоящее время это достигается за счет комбитоннельной вентиляции [153, 168, 170, 172] (рис. 1.18).

При клеточном содержании птицы задачи вентиляции не меняются – в зимнее время это по-прежнему минимальная подача воздуха для удаления вредных веществ и осуществления необходимого воздухообмена в птичнике, а в летний период еще и охлаждение птицы. Как правило, при этом используется сочетание всех рассмотренных выше механических систем вентиляции. На рис. 1.19 показана комбинация продольной или тоннельной вентиляции. Группа вытяжных вентиляторов в торце здания обеспечивает значительное

разряжение в птичнике. В жаркое период воздух поступает в основном через вентиляционные окна расположенные в противоположном торце здания (рис. 1.19 а), при снижении температуры наружного воздуха его поток направляется через приточные клапаны (рис. 1.19 б).

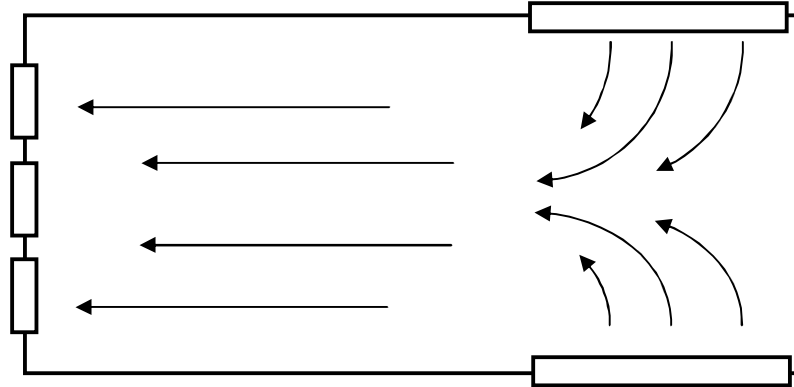


Рисунок 1.18. Схема комбитоннельной (переходной) вентиляции

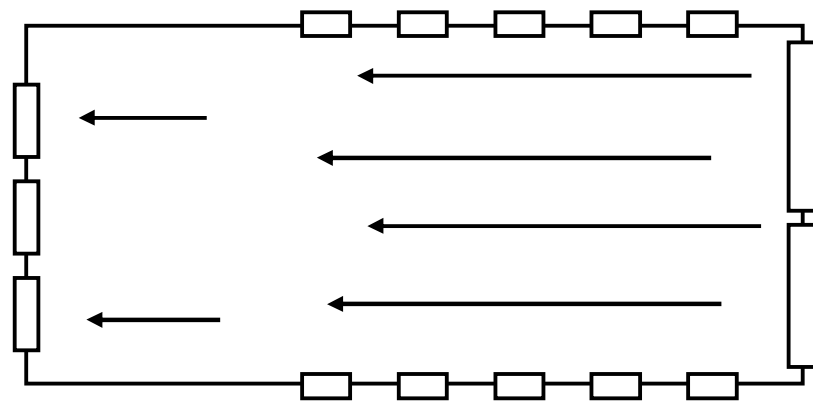


Рисунок 1.19а).

Комбинация тоннельной и продольной вентиляции в жаркое время

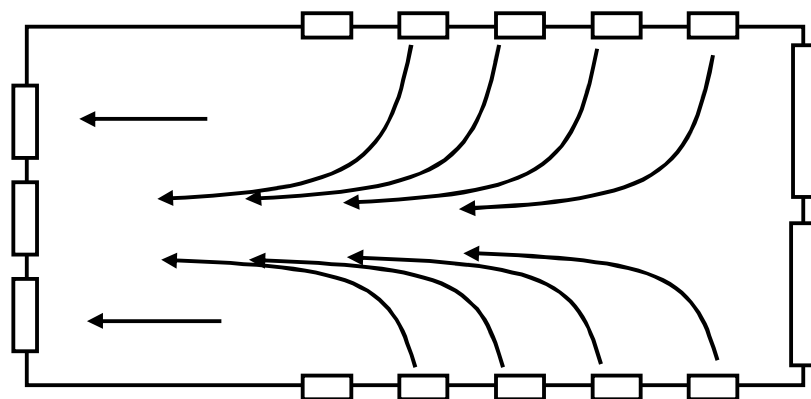


Рисунок 1.19б)

Комбинация тоннельной и продольной вентиляции в холодное время

На рис. 1.20 а) и 1.20 б) показаны варианты максимальной и минимальной комбитоннельной вентиляции клеточного птичника с торцевой и крышной вытяжкой.

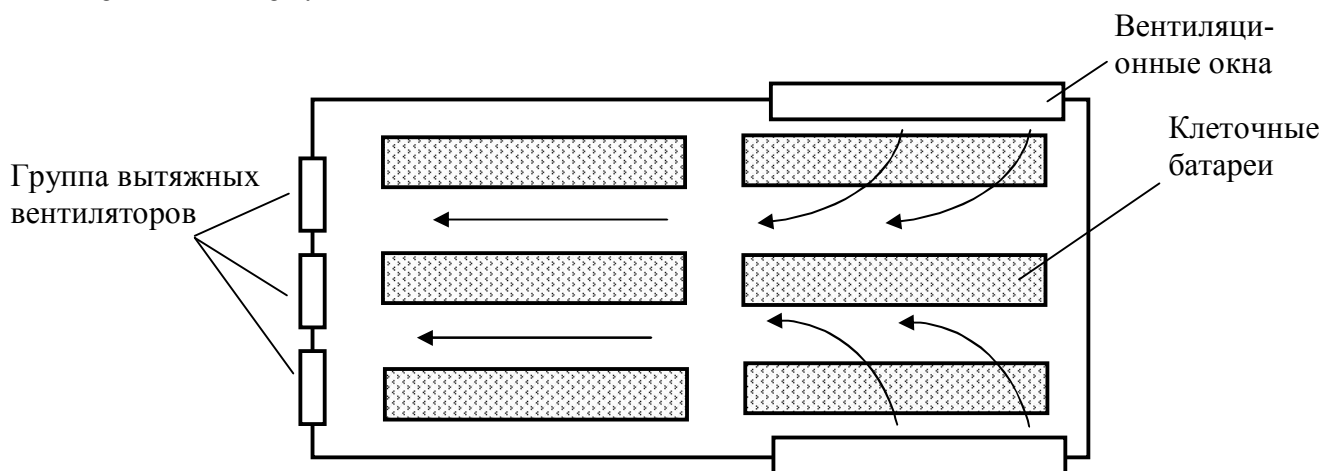


Рисунок 1.20 а) Вариант максимальной комбитоннельной вентиляции

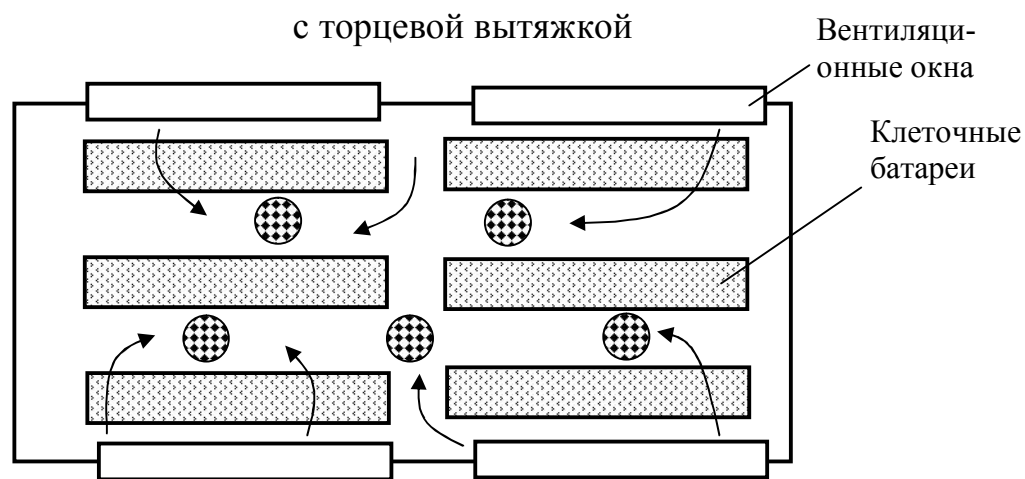


Рисунок 1.20 б) Вариант минимальной комбитоннельной вентиляции
с крышной вытяжкой.

1.4. Тепловой баланс птицеводческого помещения, оборудованного системой вентиляции, в жаркое и холодное время года.

Проведем расчет теплового баланса птицеводческого помещения, предназначенного для содержания в клеточных батареях 12000 кур-несушек со средней массой 1,6 кг [34, 43]. На жаркий период года в птичнике предусмотрена комбитоннельная вентиляционная система, с расположенными в

одном из торцов здания вытяжными вентиляторами. Для холодного периода помещение оборудовано минимальной вентиляцией с поперечной схемой подачи воздуха.

В летний период вследствие высоких внутренних и внешних теплопритоков температура в помещении увеличивается до такой отметки, при которой, поток тепла через стенки птичника наружу сравнивается с общими теплопритоками поступающими в помещение. Как показывает практика, при этом температура воздуха внутри здания будет выше температуры уличного воздуха.

Зимой температура воздуха внутри помещения гораздо выше температуры окружающей среды. Поэтому тепловой поток, связанный с разницей этих температур, как будет показано ниже, постоянно направлен из помещения.

Ранее, в разделе 1.2., было отмечено, что по характеру теплопоступлений в птицеводческое помещение их можно разделить на две группы [42, 175]. К первой из них относят постоянные теплопритоки – Q_s , которые складываются из тепла выделяемого птицей, людьми, работающими в птичнике, источниками искусственного освещения и технологическим оборудованием.

$$Q_s = Q_{\text{л}} + Q_{\text{т}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{пт}} \quad (1.1)$$

Вторая группа теплопоступлений связана с разницей температурных показателей снаружи и внутри помещения. Очевидно, что тепловой поток будет идти от среды с более высокой температурой в сторону более низких температур. В действительности, это тепло передается от воздушной среды помещения на улицу или в обратном направлении через стенки и крышу птицеводческого помещения. Определить мощность этого теплового потока при устоявшемся – стационарном режиме можно по формуле:

$$Q_v = \sum_{i=1}^n k_i \cdot F_i \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}), \quad (1.2)$$

где k_i – коэффициент теплопередачи i -той ограждающей конструкции птичника, Вт/(м²·К); F_i – площадь i -того сегмента ограждающей конструкции, м².

Знак данного теплового потока зависит от значений температур воздуха в помещении и на улице. Так, при $t_n > t_b$ значение потока будет положительным, т.е. более теплый уличный воздух через ограждающие конструкции здания передает ему свое тепло, в противном случае тепловой поток будет отрицательным – тепло через стены и крышу здания выходит на улицу.

Сумму $\sum_{i=1}^n k_i \cdot F_i$ называют суммарным коэффициентом теплопередачи через ограждающие конструкции здания - k_v , Вт/К. Для стандартного птицеводческого помещения, стены которого выполнены из кирпича, с деревянными перекрытиями и толщиной штукатурного слоя 10 – 15 мм значение суммарного коэффициента можно принять в диапазоне 950 – 1200 Вт/К.

Система вентиляции добавляет в данный баланс еще два тепловых потока. Часть энергии вносится в помещение с входящим в него воздухом:

$$Q_{\text{вх}} = C \cdot \rho \cdot G \cdot t_n, \quad (1.3)$$

где G –объёмный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$;

t_n –температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$;

ρ - плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$;

C – изобарная теплоемкость воздуха, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$.

Вторая часть тепла выходит из помещения вместе с удаляемым из него воздухом:

$$Q_{\text{вых}} = C \cdot \rho \cdot G \cdot t_b, \quad (1.4)$$

где t_b – температура воздуха в помещении, $^{\circ}\text{C}$.

В конечном итоге уравнение теплового баланса птицеводческого помещения будет принимает следующий вид:

$$Q_s + Q_v + Q_{\text{вх}} - Q_{\text{вых}} = 0, \quad (1.5)$$

более подробно

$$Q_s + k_v \cdot (t_n - t_b) + C \cdot \rho \cdot G \cdot t_n - C \cdot \rho \cdot G \cdot t_b = 0. \quad (1.6)$$

Решая уравнение 1.6 относительно t_b , можно найти значения температуры воздуха внутри помещения в различное время года и при различных температурных режимах:

$$t_b = \frac{Q_s + G \cdot c \cdot t_n \cdot \rho + k_v \cdot t_n}{G \cdot c \cdot \rho + k_v} \quad (1.7)$$

Расчеты, проведенные по данной формуле, на примере рассматриваемого птичника, показали следующие результаты (рис.1.21 и рис. 1.22).

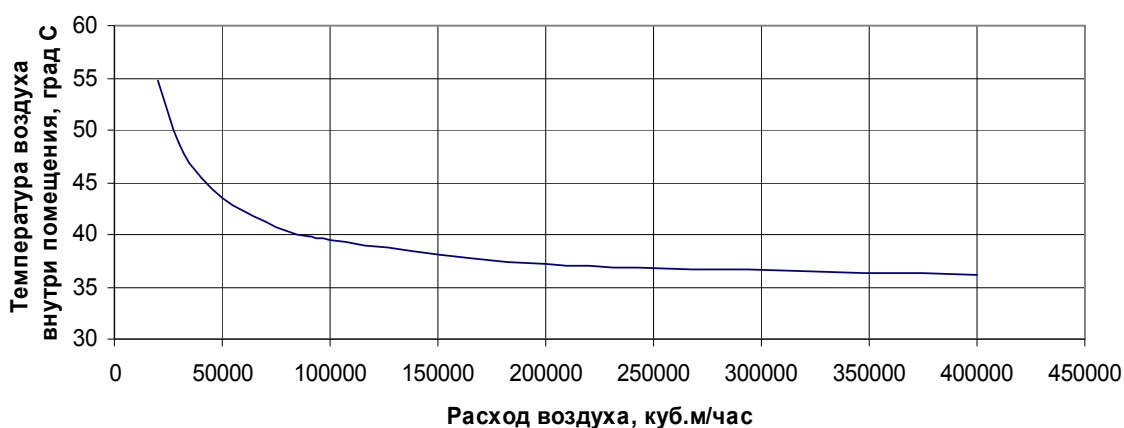


Рисунок 1.21. Зависимость температуры воздуха в помещении от производительности вентиляции в жаркое время года при $t_n=35$ °С.

Кривая, представленная на рис. 1.21 показывает, что из-за значительных внутренних теплопритоков, а также по причине высоких среднесуточных температур в летнее время года система вентиляции не может обеспечить рекомендованных значений температурного режима в помещении. При нормах по кратности обмена минимальная производительность системы для заданного поголовья птицы должна составлять 80 тыс. м³/час. При таких расходах температура воздуха в птичнике практически равна 40 °С, что является неприемлемым для содержания птицы. Дальнейшее увеличение производительности системы приведет к росту скорости воздуха, которая, как известно, ограничена зоотехническими условиями содержания птицы. И даже в этом случае вентиляция не позволяет достичь в помещении требуемой температуры.

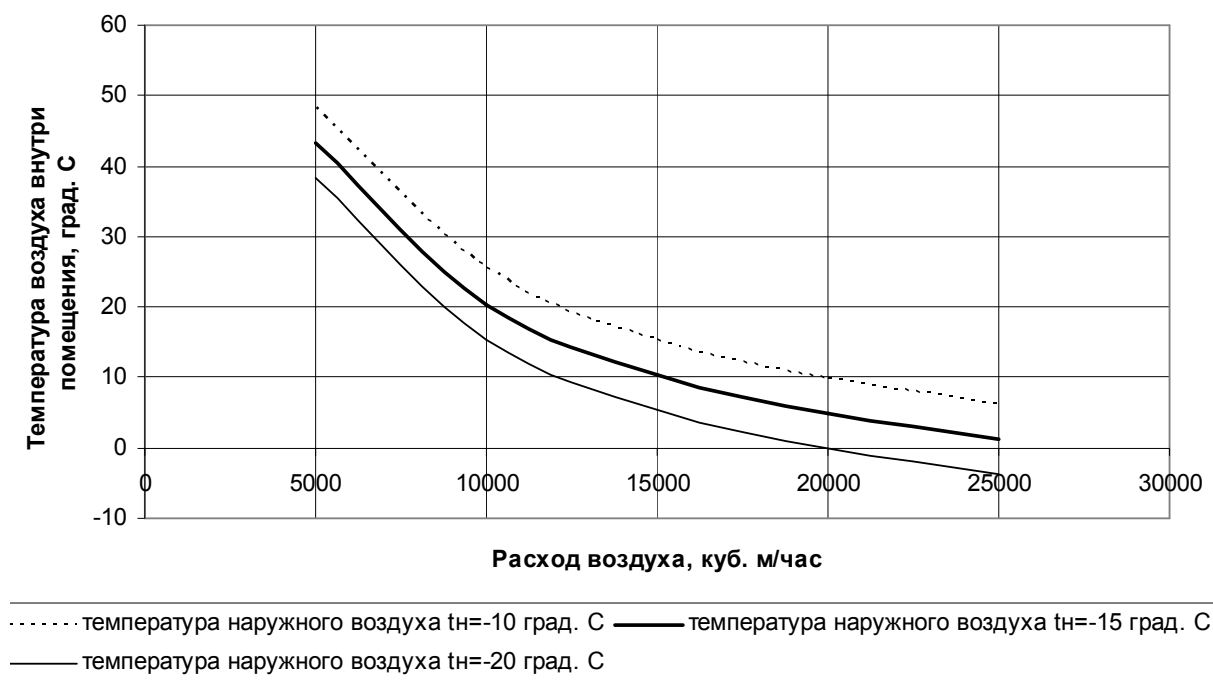


Рисунок 1.22. Зависимость температуры воздуха в помещении от производительности вентиляции в зимнее время года.

В холодный период года значительно увеличивается отдача тепла из помещения через стенки. По этой причине, а также из-за низкой температуры уличного воздуха необходимо на порядок снижать производительность вентиляционной системы. Ее минимальное значение ограничено нижним пределом кратности обмена воздуха внутри помещения и для рассматриваемого птичника составляет 12500 куб. м/час. И если при температуре уличного воздуха выше -10°C еще можно удерживать ее значения внутри птичника в норме, то уже при -15 градусах значения температуры в помещении ниже нормы на 2-3 градуса. Очевидно, что большее количество воздуха, подаваемого в помещение, еще более снизит эту температуру.

Проведенный анализ однозначно показывает, что воздух, подаваемый системой вентиляции в помещение необходимо предварительно подогревать или охлаждать в зависимости от времени года и температуры наружного воздуха.

Причиной тому является не способность ни одной из известных механических систем вентиляции создавать и поддерживать в помещении требуемые температурно-влажностные параметры воздушной среды в течение всего календарного года. Наибольшее количество проблем в этой области, с которыми приходится сталкиваться сельхозпроизводителю приходится на пиковые сезоны – холодный и жаркий периоды года.

Зимой из-за малой производительности системы вентиляции, которая обусловлена нижним порогом кратности обмена воздуха при содержании птицы, в помещении образуются застойные или «мертвые» зоны, в которых значительно превышены предельно допустимые нормы концентрации вредных веществ. Это объясняется несовершенством вентиляционных схем, работающих в птицеводческих хозяйствах и стремлением снизить теплопотери за счет заниженного расхода воздуха.

В жаркое время, как было показано ранее, система вентиляции в лучшем случае может создать в помещении параметры идентичные окружающей среде. Однако, при этом будут нерационально завышены расходы подаваемого в помещение воздуха, что значительно увеличит его скорость в зоне размещения птицы и создаст для нее неблагоприятные зоотехнические условия.

В переходный осенне-весенний период подобных проблем гораздо меньше. Вместе с тем неоспорим тот факт, что для максимальной продуктивности птицы необходимо всецело контролировать параметры воздушной среды помещения, как в течение суток, так и в течение года. В конечном счете, только при условии гарантированной организации и полного контроля этих параметров можно получить стабильно высокую продуктивность сельскохозяйственной птицы.

РАЗДЕЛ 2. ПУТИ И СРЕДСТВА УЛУЧШЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРНО-ВЛАЖНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУШ- НОЙ СРЕДЫ ПТИЦЕВОДЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЙ.

2.1. Обзор различных способов охлаждения воздуха.

На основании материалов, представленных в разделе 1 можно сделать вывод о том, что ни одна из известных на данный момент вентиляционных систем в независимости от принципа ее работы и объема подаваемого ею воздуха не может в полной мере обеспечить заданные параметры микроклимата птицеводческого помещения. Причины для этого в зимний и летний период различны. Летом в жаркий период наблюдаются значительные внешние и внутренние теплопритоки. Вентиляция должна обеспечить их полную нейтрализацию. Но даже в этом случае температура воздуха в птичнике не может быть ниже температуры окружающей среды. К тому же объем подаваемого воздуха ограничен по скорости зоотехническими нормами для содержания птицы. Зимой, при низких температурах главная задача вентиляции будет заключаться в том, чтобы обеспечить в помещении необходимый обмен воздуха при минимальных потерях тепла. И в этом случае, как показывают практические наблюдения, вентиляция не справляется с поставленной задачей. Приходится сталкиваться либо с недостаточным вентилированием помещения, либо со слишком большими потерями тепла, которые ведут к снижению температур в зоне размещения птицы.

На этом основании мы пришли к выводу о необходимости предварительной тепловой обработки приточного воздуха. В жаркий период года требуется его охлаждение, а в холодное время – подогрев.

Вопросам кондиционирования воздуха посвящены работы следующих исследователей: Архипов В.Г. [16], Баркалов Б.В. [33], Богословский В.Н. [46], Бодров В.И. [42, 43, 44, 45], Кантарович В.И. [127], Кириллов Н.К. [130] и др.

Современные технологии охлаждения воздуха должны удовлетворять следующим основным требованиям:

1. Минимальное потребление энергии.
2. Использование возобновляемых источников энергии.
3. Экологическая безопасность.
4. Отсутствие выделения собственного тепла.
5. Способность длительно и безаварийно работать в автономном режиме.
6. Способность особенно эффективно работать в периоды аномально жаркой погоды.
7. Возможность массового производства и применения.
8. Низкая себестоимость производства [21, 24, 111].

В независимости от своего принципа действия любая система для кондиционирования воздуха состоит из нескольких блоков. Блок охлаждения обеспечивает необходимые температурно-влажностные характеристики приточного воздуха. Блок управления процессом охлаждения представляет собой автоматизированный узел, предназначенный для контроля процессов тепло-влажностной обработки воздуха. Система воздухопроводов и устройств для равномерного распределения воздушного потока по объему помещения. Блок удаления отработанного воздуха из помещения, а также оборудование для снижения шумов и вибраций при работе системы кондиционирования.

Основная часть системы – это блок охлаждения. В нем обеспечиваются все необходимые параметры приточного воздуха. В зависимости от типа этого блока он может задавать как отдельные параметры приточного воздуха, так и проводить его полнообъемную обработку. В первом случае говорят о частичном, а во втором о полном кондиционировании.

В зависимости от длительности своей работы подобные устройства могут быть как сезонными, так и круглогодичными. Говоря об устройствах для тепловлажностной обработки воздуха, заметим, что они относятся к сезонным машинам для частичной обработки воздушных масс.

Все существующие современные установки для кондиционирования помещений имеют три принципа получения холода [16, 19, 23, 26, 127, 135, 158]:

1. Искусственное получение холода. В этом случае холодный воздух получают с помощью термоэлектрических, компрессорных и абсорбционных холодильных машин.
2. Естественное получение холода. В этом случае приточный воздух охлаждают с помощью испарения в него воды. В зависимости от конструктивных особенностей такие установки могут быть прямыми, косвенными или двухступенчатыми. Выбор указанных типов строится в зависимости от того, каковы должны быть параметры охлажденного воздуха.
3. Комбинированный способ, объединяющий в себе естественную и искусственную обработку воздуха.

При выборе того или иного способа для кондиционирования приточного воздуха данного помещения необходимо исходить из зоотехнических требований к содержанию находящейся в нем птицы. Определяющими факторами здесь будут вид и возраст птицы, ее количество и способ содержания. В зависимости от этого определяются тепло- и влагопоступления в птичнике. При этом очень важно учитывать такие исходные данные как местные климатические условия, теплофизические свойства ограждающих конструкций птичника.

Создавая в помещении оптимальный микроклимат, стоит помнить, что это понятие относится к экономической категории [18, 33, 133], т.к. от состояния воздушной среды помещения во многом зависит физическое состояние и продуктивность сельскохозяйственной птицы. Поэтому выбирая ту или иную систему кондиционирования воздуха, стоит отталкиваться от экономической обоснованности ее применения в данном помещении. Кроме того, обязательно надо учитывать условия экологической безопасности применяемого оборудования.

На современном этапе известно множество различных систем и установок для кондиционирования воздуха, принцип действия которых основан на различных эффектах.

В конце 60-х годов прошлого столетия, с выпуском полупроводниковых материалов, появилась практическая возможность изготовления термоэлектрических охлаждающих устройств, в которых получение холода основывалось на процессе преобразования электроэнергии.

Принципиальная схема таких устройств включала в себя блок термоэлементов, которые связывались между собой, образуя термоэлектрическую батарею. При всех положительных качествах, к которым относятся простота и надежность конструкции, четкая регулировка по температуре охлажденного воздуха, небольшие габаритные размеры, бесшумная и долгосрочная работа, такие устройства обладают весьма низким коэффициентом использования энергии. Этот факт ограничивает их применение для охлаждения воздуха в помещениях. Целесообразность их использования обоснована в радиоэлектронике, в холодильниках бытового и транспортного назначения, в различных медицинских приборах [22]. К тому же чрезмерное использование такими приборами электроэнергии в других отраслях зачастую нецелесообразно.

По этой причине более широкое распространение в области охлаждения больших стационарных объемов получили компрессионные устройства. Холодильным агентом в этих машинах служит фреон. Они широко применяются в помещениях как бытового так и общественного назначения (магазины, офисы, поликлиники и т.д.). Однако, как показывают научные исследования, применение в данных установках фреона R22 или R12, неблагоприятно сказывается на экологической безопасности таких установок и ведет к разрушению озонового слоя. В целях борьбы с этой проблемой программой ООН по окружающей среде предусмотрено постепенное сокращение производства и потребления ряда хлорфторуглеродов. К тому же ремонт и обслуживание машин данного типа требуют высокой квалификации обслуживающего персонала, что неоправданно завышает стоимость их эксплуатации.

С точки зрения экологичности более подходящими являются абсорбционные машины, которые вместо компрессора используют генератор и насос для подачи жидкости. Мощность насоса практически в 10 раз меньше чем у компрессионных машин [37, 134]. Холодильным агентом в таких устройствах служит вода, а в роли абсорбента выступает бромистый литий. При таких компонентах давление в системе данной машины находится ниже уровня атмосферного давления, что обуславливает необходимость надежной герметизации системы и наличие специальных устройств для удаления проникающего в систему воздуха. С учетом того, что бромистый литий является химически активным элементом и вызывает при контакте с ним сильную коррозию обычных металлов, работа таких машин связана с большими затратами на специальные не подверженные коррозии материалы. Говоря об эффективности таких машин, заметим, что она гораздо ниже, чем у устройств компрессионного типа. Вместе с тем в ряде отраслей, к примеру, на теплоэлектроцентралях, где производство предполагает большое количество отработавшего пара применение таких машин достаточно выгодно.

Существуют пароинжекторные устройства, позволяющие использовать более холодный пар с температурой порядка 140 – 190°С. В некоторых случаях такие установки, могут работать и на фреоне. Зачастую холодильным агентом в них служит вода. Это позволяет сделать работу таких машин более безопасной и простой в эксплуатации.

Однако, анализируя сказанное выше, отметим, что работа абсорбционных и пароинжекторных машин обоснована в тех системах кондиционирования, в которых применяется подача тепла от ТЭЦ [25].

В последние десятилетия прошлого века появились машины, в которых в качестве холодильного агента используется воздух. По способу обработки воздуха они могут быть вихревого или турбодетандорного типа. Вследствие малой теплоемкости холодильного агента, требуется организовать подачу большого количества охлажденного воздуха, что в ряде случаев нецелесооб-

разно. К тому же по этой же причине конструкции таких машин слишком громоздки и, вместе с тем, малоэффективны [56].

Таким образом, проблема разработки и внедрения принципиально новых кондиционеров воздуха становится все острее.

В последние десятилетия за рубежом и в нашей стране активно разрабатываются водоиспарительные устройства для охлаждения воздуха. Принцип их работы заключается в том, что сухой обрабатываемый воздух, тратит энергию на испарение влаги и тем самым охлаждается. Одновременно с этим растет его относительная влажность. В зависимости от способа подачи ходового агента, которым в данных устройствах является вода, они могут быть оборудованы форсуночными камерами, механическими распылителями или представляют собой ячеистые увлажняемые маты или пластинчатые блоки.

При всех указанных типах достоинствами водоиспарительных охладителей воздуха являются простота конструкции, экологическая безопасность, низкая энергоемкость. К тому же они обладают еще одним положительным качеством – саморегулируемостью по температуре охлажденного воздуха. Это свойство заключается в том, что в зависимости от температурно-влажностных параметров входного воздуха его глубина охлаждения в таких устройствах непостоянна, что позволяет получать на выходе практически постоянные значения температур. Отметим, что под глубиной охлаждения здесь и в дальнейшем мы будем понимать разницу между температурами воздуха на входе и на выходе из охладителя. Другими словами, глубина охлаждения это величина, показывающая, на сколько градусов данный кондиционер охлаждает воздух.

В ряде случаев выгодным оказывается использование комбинированных устройств. Обоснованность этого принципа наиболее актуальна для машин с одинаковыми узлами и устройствами [20, 140]. Машины для производства холода как правило оснащены вентиляторным блоком, системой фильтров хладагента и воздуха, поддоном для слива отработавшей жидкости, типовы-

ми элементы автоматики и управления ее работой. На этом основании в ряде случаев будет рационально комбинировать двухконтурные машины. В работах [28, 157] отмечается, что при использовании в качестве агента для отвода тепла с конденсатора более горячего воздуха, наблюдается повышение давления конденсации и снижение энергетических затрат на работу такой машины. Данные наблюдения подсказывают вариант с использованием в качестве первого контура охладительной машины водоиспарительного устройства. В этом случае возрастает эффективность работы второго контура охладителя, что увеличивает его холодопроизводительность. Рекомендуется на завершающем этапе использовать термоэлектрические охладители [146].

Приведенные выше сравнения различных типов охладителей носят качественный, но вместе с тем достаточно объективный характер. Для количественной оценки эффективности работы представленных устройств рассчитывают коэффициент использования энергии. Он определяется, как удельный показатель, отношением холодопроизводительности установки к ее энергетически затратам [159].

Проведенные исследования показали, что коэффициент использования энергии у термоэлектрических охладительных устройств не превышает 1,5. Гораздо эффективнее получать холод в компрессорных машинах. Здесь значения указанного коэффициента лежат в пределах 2,4 – 3,3. Именно по этой причине в настоящий момент наблюдается широкое использование машин такого типа.

У пароинжекторных и абсорбционных установок коэффициент не велик – 1,7. Еще ниже он у воздушных машин и не превышает 0,95.

В работах [17, 23, 127] отмечается, что при работе прямых водоиспарительных охладителей в условиях жаркого и сухого климата коэффициент использования энергии зачастую достигает 16 – 27. При более жестких температурно-влажностных климатических показателях более обосновано применение косвенных водоиспарительных охладителей. В этом случае коэффициент равен 6 – 9.

Однако, несмотря на перечисленные достоинства водоиспарительных охладителей, их применение в производственных помещениях и в объектах сельскохозяйственного назначения в нашей стране на данный момент незначительно. Это связано прежде всего с тем, что при богатом выборе способов обработки воздуха к настоящему моменту нет четкой и отработанной методики, позволяющей обосновать для конкретного помещения применение водоиспарительного охладителя того или иного типа. Кроме того, недостаточная изученность процессов охлаждения в таких устройствах создает определенные трудности при их конструировании.

Вместе с тем, при ликвидации указанных пробелов, открываются достаточно широкие возможности для применения водоиспарительных охладителей, как в производственных объектах, так и в помещениях сельскохозяйственного назначения.

2.2. Принципиальные схемы водоиспарительного охлаждения воздуха

Очевидные преимущества водоиспарительного охлаждения воздуха обуславливают все более широкое применение этого способа кондиционирования помещений на практике. К настоящему моменту известно несколько способов охлаждения воздуха, в основе которых лежит водоиспарительный процесс [16, 22, 28, 56, 127, 133, 140, 249, 250].

Наиболее простой вариант заключается в распылении мелкодисперсных капель воды непосредственно в охлаждаемый объем. При этом в охлаждаемом помещении с помощью механических или пневматических распылителей создается водяной туман, в условиях которого сухой воздух активно испаряет образовавшуюся водяную пыль, вследствие чего происходит его охлаждение. В связи с тем, что при таком способе обработки воздуха не требуется наличие дополнительной вентиляции, он имеет достаточно широкое применение, как в помещениях производственного и сельскохозяйственного

назначения, так и в местах общего пользования – ресторанах, магазинах и т.д. Очевидным недостатком этого метода охлаждения является, то что при недостаточно мелкой дисперсии создаваемого тумана, часть воды оседает в помещении в виде капель.

Следующий шаг в развитии водоиспарительного охлаждения заключается в обработке приточного воздуха внутри форсуночных камер. В этом случае охлаждаемый объем дополнительно оборудуют специальным помещением, где размещается охладительное оборудование.

Третий способ водоиспарительного охлаждения базируется на обработке воздуха в орошаемых устройствах – испарителях. Известны различные конструктивные решения подобных блоков.

Выбирая тот или иной способ охлаждения, необходимо учитывать его специфические особенности и возможности.

Контакт охлаждаемого воздуха и воды в форсуночных камерах создается путем ее распыления механическими или тангенциальными форсунками [133, 140, 158]. В первом случае подаваемую струю воды предварительно закручивают специальными устройствами, что обеспечивает ее турбулентное течение. При таком режиме повышается качество последующего распыления струи.

При распылении воды тангенциальными форсунками дисперсионный состав водяной пыли в камере имеет широкий диапазон по размеру капель. Это зависит от конструктивных особенностей применяемых форсунок, которые в основном отличаются диаметрами выходных отверстий и рабочим давлением жидкости. Очевидно, что как с увеличением диаметра распыляющих форсуночных отверстий, так и при снижении рабочего давления размеры капель будут расти.

Исследования форсуночных охладителей [140] показывают, что при различных режимах работы размеры подавляющего большинства капель превышают 0,5 мм (табл 2.1).

Все разнообразие методик расчета физических процессов, протекающих внутри форсуночных камер можно условно разделить на две группы. В первом случае за основу принимаются полученные опытным путем коэффициенты тепло- и массопереноса. Вторая группа базируется на безразмерных показателях, которые оценивают интенсивность протекающих процессов по отношению к некоему условно принятому пределу.

Таблица 2.1. Разнообразие размеров дисперсионных частиц воды при работе тангенциальных форсунок

Диаметр выходного отверстия форсунки d_f , мм	Рабочее давление камеры P_f , Па	Размер частицы, мм					
		0,04-0,1	0,10-0,12	0,21-0,3	0,3-0,4	0,41-0,5	более 0,5
		Содержание частиц в общем объеме распыляемой воды, %					
4	$2 \cdot 10^5$	2,0	6,2	8,5	9,6	9,4	64,3
5	$1,5 \cdot 10^5$	0,5	2,3	4,7	5,9	6,7	79,9

В независимости от выбранного способа, за основу принимаются экспериментально зависимости полученных результатов от режима работы конкретного форсуночного устройства. В этой связи, достоверность данных, полученных по любому из двух методик определяется только уровнем надежности проведенных опытов [23, 28, 133].

Еще одним конструктивным решением для непосредственного распыла воды в поток приточного воздуха является турбоувлажнитель [20, 140]. Распыление воды в таких устройствах происходит под действием центробежных сил. Вращение рабочего органа создается электродвигателем.

Третий тип устройств, предусматривающий наличие орошаемых насадок, основан на испарении воды с некой влажной поверхности. Эффективность испарения в этом случае зависит от таких факторов, как: способ укладки слоев испарения, материалов из которых они изготовлены, поперечного

сечения проходных отверстий для обрабатываемого воздуха. Немаловажное значение имеют и аэродинамические свойства охлаждающих блоков, а также объем подачи охлаждаемого воздуха.

Известно три способа укладки материала испарительных блоков:

- укладка с использованием связанного материала;
- свободная укладка материала;
- укладка, формирующая заданную геометрию воздухопроводных каналов охладителя.

В первом случае, как правило, применяются выполненные из специально подготовленной бумаги сотовые пластины, маты из поликарбоната либо пакеты из прессованной стружки с элементами древесного волокна. Плотность и форма слоев определяются условиями работы и должны обеспечивать достаточную площадь испарения при стабильной геометрии полученной структуры [107].

При свободной укладке используют такие заполнители, как металлическая и древесная стружка, керамические и металлические кольца, стеклянные и синтетические волокна. В этом случае необходимые свойства орошаемого пакета создаются за счет формы и размеров выбранных материалов, плотности их кладки и преимущественной ориентации частиц внутри слоя.

Указанные выше водоиспарительные охладители к настоящему времени широко используются в зарубежной практике, а в последние годы стали появляться и на нашем рынке. К примеру, для охлаждения птичников и свинарников применяют увлажняемые ячеистые маты, располагая их в торце здания в случае тоннельной вентиляции или в боковых стенах при комбинированном способе вентилирования помещения [3, 251].

Вместе с этим, указанные недостатки рассмотренных охлаждающих блоков, стимулировали дальнейшие исследования в области водоиспарительного охлаждения и поиск новых конструктивных решений для блоков-охладителей.

Третий способ позволяет наиболее прогнозируемо и в полном объеме обработать охлаждаемый воздух. Он выгодно отличается от двух предыдущих заданной геометрической формой и размерами воздуховодных каналов. При таком способе блоки изготавливают из однородного по форме материала с заданной плотностью его укладки и соблюдением постоянной формы и размеров каналов для движения воздуха [127, 158]. Обязательное условие изготовления – однородность структуры слоев по всему объему блока-охладителя. В качестве материала для пластин используют пластмассу, металл, в том числе имеющий гофрированную поверхность, а также обработанные специальным химическим составом бумагоподобные и синтетические полотна. До недавнего времени, в качестве наиболее эффективного материала широко применялся поливинилхлорид – мипласт.

Для наиболее рациональной работы водоиспарительных охладителей необходимо полное увлажнение орошаемого слоя и максимальный контакт охлаждаемого воздуха с поверхностью пластины на все поперечном сечении канала. Для выполнения этих условий важно соблюдать соотношения между интенсивностью увлажнения поверхности испарения и скоростями движения воздуха вдоль орошаемой пластины.

В случае недостаточного расхода воды на орошение часть пластин будет оставаться сухой, что значительно снизит эффективность работы охладителя. В противоположном случае, когда интенсивность подачи воды чрезмерна наблюдается явление отрыва капель воды от поверхности пластин потоком охлаждаемого воздуха. При этом создается весьма значительное дополнительное аэродинамическое сопротивление потоку движущегося воздуха, что также снижает качество работы охладителя.

Орошение пластин может осуществляться как верхним, так и нижним подводом воды. В первом случае вода подается на пластины верхним орошением по перфорированным трубам. Для использования нижнего орошения необходимо применение материалов с достаточным капиллярным эффектом, который заключается в том, что материал способен поднять воды из нижнего

поддона вверх на определенную высоту, что и формирует геометрические размеры пластин в данном случае. Стоит учесть, что и в первом и во втором вариантах не требуется дополнительной энергии на распыл струи подаваемого воздуха.

Таким образом, пластинчатые водоиспарительные охладители можно считать наиболее эффективными устройствами для тепло-влажностной обработки воздуха с целью его охлаждения [17, 24, 56, 140, 157]. Их несомненные преимущества, выраженные в гарантированно полном охлаждении воздуха и отсутствии дополнительных затрат на предварительную подготовку потока подаваемой воды, открывают широкие возможности для их использования в сельскохозяйственном производстве.

2.3. Обоснование выбора пластинчатых охладителей и материала для их изготовления.

Как показывают проведенные в области водоиспарительного охлаждения исследования, устройства со свободной укладкой материала не способны обеспечить одновременно полного, равномерного и достаточно эффективного охлаждения обрабатываемого воздуха [135, 158, 159]. В этой связи, в западных странах широкое распространение получила кассетная система охлаждения, в основе которой лежат увлажняемые ячеистые маты [249, 250, 252]. Воздух, проходя через ячейки, испаряет влагу с их стенок и тем самым, теряя энергию на испарение, охлаждается.

Достаточно известна система фирмы «Биг Дачмен», совмещенная с тоннельной вентиляцией рис. 2.1. При этом в одном торце здания располагаются вытяжные вентиляторы, которые обеспечивают разряжение воздуха внутри помещения, а на противоположной стене размещают орошаемые водой маты (рис. 2.2) [249, 250, 251, 252, 253, 254].

Воздух, увлекаемый в помещение созданным там разряжением, проходит через влажные маты и охлаждается. Как показывает практика, глубина

охлаждения воздуха при таком способе не превышает в среднем 4–5°C. Из-за малой глубины охлаждения холодопроизводительность таких систем недостаточна для нормализации температуры воздуха внутри птичника и может быть увеличена только за счет повышения расхода воздуха. Это в свою очередь повлечет рост скорости воздуха, значение которой, как известно, ограничено.

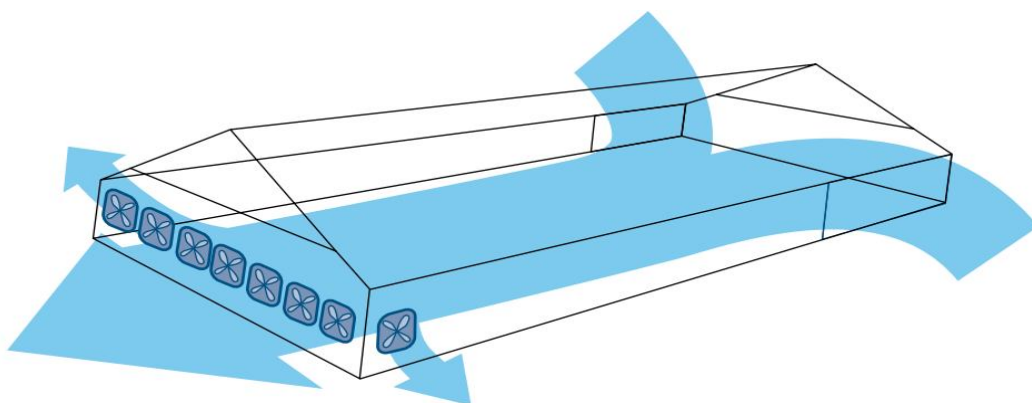


Рисунок 2.1. Принципиальная схема тоннельной вентиляции.



Рисунок 2.2 Пластмассовые блоки Rain Maker фирмы Big-Dutchman

В этой связи наиболее актуально использование водоиспарительных охладителей воздуха с большей глубиной охлаждения. Подобного эффекта можно добиться, применяя устройства, в которых испарительная насадка представляет собой пакет капиллярно-пористых пластин, образующих кана-

лы воздуховодного тракта [77, 79, 82, 185]. В процессе работы пластины орошаются водой, и обрабатываемый воздух, проходя по каналам, охлаждается в процессе тепло-массообмена (рис. 2.3).

Вода на пластины может подаваться как сверху, так и снизу за счет капиллярного эффекта материала из которого изготовлены пластины. Отметим, что вместо воды пластины насадки можно смачивать растворами, приготовленными на основе различных лекарственных препаратов, направленных на борьбу с респираторными заболеваниями птицы, дезинфекцию помещений, профилактику различных болезней.

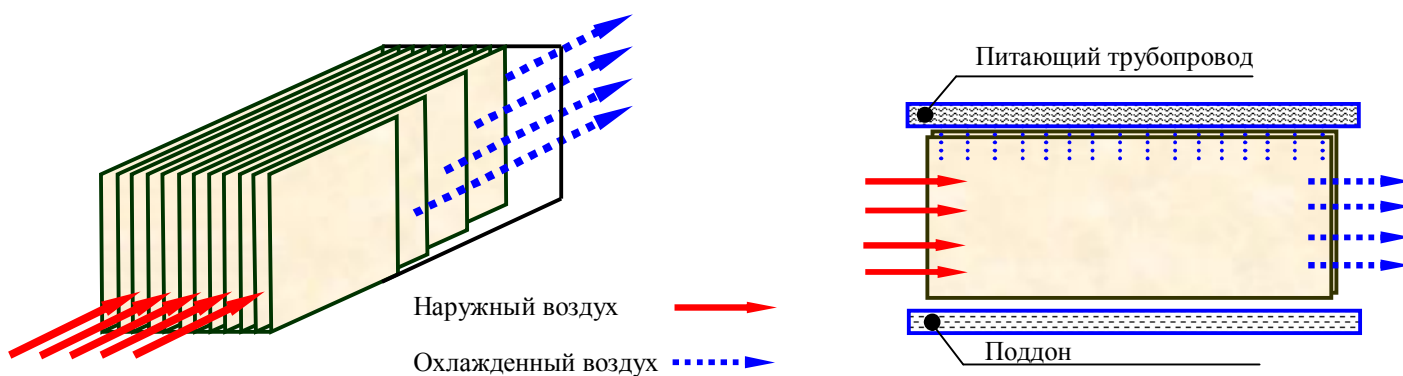


Рисунок 2. 3. Принципиальная схема пластинчатого охладителя

В настоящее время с этой целью используются различные аэрозольные установки: аппарат аэрозольный передвижной – ААП; турбулирующая аэрозольная насадка – ТАН; распылитель сфокусированных струй жидкости - РССЖ, АРЖ; струйный аэрозольный генератор - САГ-1 и др. Помимо их рыночной цены все они требуют дополнительных затрат энергии, монтажа, специального обслуживания. В то же время, водоиспарительный охладитель может выполнять те же функции без этих затрат. В этом, несомненно, заключается еще одно преимущество указанных охладителей, которые монтируются в существующую систему вентиляции [74, 91, 95].

Наиболее важным элементом прямых водоиспарительных охладителей, который в значительной степени определяет эффективность их работы, яв-

ляются пластины [8, 10, 11, 115]. Они обеспечивают непрерывное увлажнение испаряющей поверхности. По этой причине, материал пластин должен легко и равномерно смачиваться водой. Наиболее рациональным при нижнем подводе воды будет скорость капиллярного подъема не менее 18 – 20 см за 30 минут. Пластины должны удерживать воду, т.е. обладать достаточным водопоглощением, которое составляет 100 – 200%. Из-за того что пластины являются наиболее уязвимым элементом, подверженным воздействию всех негативных факторов, обусловленных постоянным контактом с водой их материал должен быть в достаточной мере устойчив к воздействию влаги. Т.е. отсутствие набухания и химическая стабильность в воде, сохранение работоспособности при воздействии микроорганизмов и грибов, сохранение или замедленное снижение работоспособности при накоплении на КПК солей жесткости и вымывании гидрофилизирующих добавок [114]. Кроме того для четкой организации каналов воздухопроводного тракта пластины в процессе работы не должны подвергаться деформации. В связи с этим материал пластин должен обладать определенной жесткостью.

Необходимо учитывать также экономические и экологические факторы, связанные с производством и эксплуатацией пластин: умеренная цена, доступность сырья, возможность организации высокопроизводительного процесса изготовления, экологическая безопасность производства и эксплуатации.

Известно, что близкими свойствами обладают некоторые материалы, используемые в качестве сепараторов, разделяющих электроды в аккумуляторах. Среди сепараторов, которые применялись или могли бы применяться упомянем мипласт, поровинил, пористый полиэтилен (ПЭ), сепараторы фирмы Daramic (Франция и Германия), фирмы Hollingworth & Vose, фирмы Entek сепараторы «порвик» (все Великобритания), сепараторы «юмикрон» (Япония) и др. Однако опыт эксплуатации подобных материалов в установках испарительного охлаждения воздуха, выявил и ряд присущих им недостатков:

1. Относительно низкие величины скорости капиллярного подъема и водопоглощения этих материалов (в большинстве случаев менее 18см за 30мин).

2. Недостаточная водостойкость материалов в условиях длительной автономной работы установки, выражающаяся или в вымывании ПАВ (пористый полиэтилен, мипласт, поровинил), или в биологическом разложении целлюлозы (Daramic, Hollingsworth & Vose), или в ухудшении капиллярных свойств материала из-за отложения в его порах солей жесткости и других загрязнений.

Таблица 2.2. Сравнительная характеристика свойств некоторых капиллярно-пористых материалов

Наименование материала	Высота капиллярного подъема воды, см при 25 ⁰ С за время:			Водопоглощение, %	Примечания
	10 мин	20 мин	30 мин		
Пористый ПЭ ТУ6-55-221-1980-93, РФ.	13,5	16,5	18,0	80 – 90	Водостоек
Поровинил ТУ 6-19-124-86, РФ.	6,0	9,0	10,0	500 – 600	Ограниченно водостоек, «закрытые» поры
Мипласт ТУ 6-05-1185-75, РФ.	14	17,5	20	40 – 50	Неводостоек, «закрытые» поры
Материал TREUN 040 фирмы Hollingsworth & Vose, Великобритания.	13,5	18,0	22,5	700 – 800	Неводостоек, содержит целлюлозу
Материал фирмы Daramic, Германия.	14,3	18,5	–	600 – 700	Неводостоек, содержит целлюлозу
Композиционный материал для специальной техники ТУ 5445-055-00281097-2008, РФ.	16,6 – 19,7	18 – 23	>25	600 – 900	Водостоек Вновь созданный материал

Создание нового поколения водоиспарительных агрегатов охлаждения воздуха требовало разработки материала пластин, значительно превосходящего по комплексу свойств имеющиеся материалы. Эта задача, в свою очередь, связана с изучением закономерностей, определяющих поведение воды в капиллярах, структурой, химическим составом и особенностями технологии получения материала, а также с влиянием этих параметров на его капиллярные свойства.

Проведенный анализ [115, 116, 117] связи структуры и способа изготовления КПМ с его эксплуатационными характеристиками показывает, что оптимальным является сочетание следующих параметров: 1) наличие системы тонких капилляров, 2) наличие значительного свободного объема, 3) «открытость» пор, 4) наличие развитой гидрофильной поверхности, 5) водостойкость, 6) возможность изготовления профилированной поверхности, 7) хорошие механические свойства, 8) экологически безопасная технология производства, 9) умеренная цена.

Подобным комплексом свойств могут обладать волокнистые конструкции, которые, однако, должны состоять не из нестойких в воде целлюлозных, а полностью из синтетических или минеральных волокон. Необходимо также наличие многочисленных контактов между волокнами (образование капилляров) и областей с относительно большим расстоянием между ними (крупные поры, «резервуары»). Необходимо также объединить эти два элемента структуры в единую систему. Подобное строение имеют бумагоподобные материалы, изготовленные из т.н. «фибридов» – очень тонких, разветвленных волокон, полученных высаждением полимеров из растворов в осадительную ванну в условиях сильного гидродинамического сдвига (в США бумага «Номекс», в России «Фенилон»). Идея использования бумагоподобной конструкции из нецеллюлозных (минеральных) волокон для получения пластин является перспективной. Известно, что стекло очень хорошо смачивается водой без применения ПАВ, а удельная активная поверхность матов из микротонких стеклянных волокон с номинальным диаметром 0,35мкм

достигает $50\text{м}^2/\text{г}$. Но в таких матах между волокнами существуют очень большое свободное пространство и очень мало близких контактов, поэтому они впитывают и удерживают большое количество воды, но не могут поднять ее на сколько-нибудь значительную высоту. Чтобы решить задачу необходимо увеличить количество капилляров за счет сближения волокон, сохранить значительный свободный объем за счет многочисленных областей с относительно редко расположенными волокнами («резервуары») и придать всей композиции листовую форму. Эта сложнейшая задача была решена группой специалистов Санкт-Петербургской государственной лесотехнической академии (д.т.н. В.К. Дубовый), которые создали с использованием нанотехнологических приемов «Композиционный материал для специальной техники» (КМСТ) ТУ 5445-055-00281097-2008, обладающий именно такой структурой. На рис.5 приведены микрофотографии пористого полиэтилена и КМСТ. Видно, что структура материала на основе стеклянных волокон (рис.5 Б) представляет собой конструкцию, содержащую области сближения волокон (тонкие капилляры) и области со сравнительно редким расположением волокон («резервуары»). Немаловажно, что величина капилляров во многих местах сравнима с диаметром волокон (номинал 0,25мкм). Это означает теоретическую возможность достижения больших величин капиллярного подъема воды, что подтверждает эксперимент (рис. 2.4).

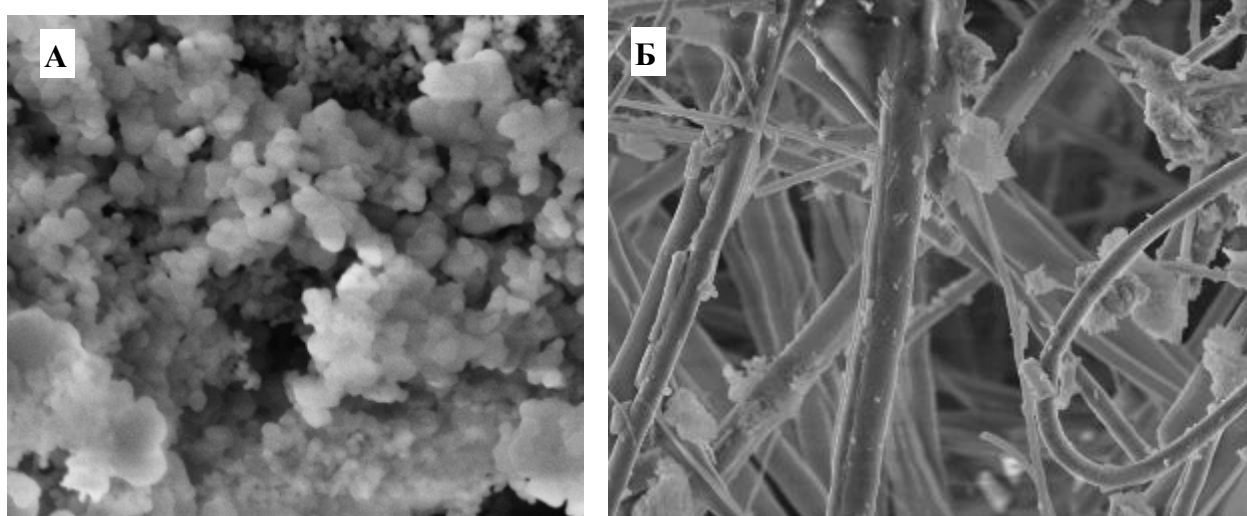


Рисунок 2.4. Микрофотографии: (А) КПМ зернистого строения, размер зерен 40-100 мкм (получен спеканием частиц сверхвысокомолекулярного

полиэтилена) и (Б) бумагоподобного КПМ на основе микротонкого стекло-волокна номинальным диаметром 0,25мкм.

Специальные исследования показали исключительно высокий уровень капиллярно-пористых свойств КМСТ, сочетающихся с прекрасной водостойкостью.

Надо отметить, что более высокий уровень капиллярно-пористых свойств и химическая инертность компонентов КМСТ открывают совершенно новые недоступные ранее возможности и направления применения установок косвенно-испарительного охлаждения воздуха:

1. Эксплуатация установок охлаждения в очень жестких условиях (температура выше 40⁰С при относительной влажности ниже 20-30%), характерных для жаркого и засушливого климата или для горячих цехов.
2. Конструирование тепломассообменных блоков увеличенной высоты и холодопроизводительности.
3. Охлаждение газов, содержащих химически агрессивные компоненты.

Последнее направление может быть востребовано в химической и металлургической отраслях промышленности.

В качестве иллюстрации возможностей работы нового наноматериала в особо жестких условиях приведем следующие результаты исследований [114, 115]. Образец КМСТ, закрепленный вертикально и погруженный нижней частью в воду, подвергался воздействию ортогонального или продольного потока воздуха при температуре 50-55⁰С, относительной влажности 15-30% и скорости движения 4-6м/сек. Установлено, что в этих условиях не менее 20см образца, находящегося над уровнем воды, долговременно сохраняет увлажненное состояние, в то время как пластины из мипласта или пористого ПЭ высыхают до высоты над уровнем воды 7 и 8-9см соответственно.

Оценку качества работы охладителей воздуха водоиспарительного принципа действия принято проводить по температурному показателю эффективности, который является безразмерной величиной и определяется по

формуле [9, 163, 192]:

$$E = \frac{t_H - t_K}{t_H - t_{MT}}, \quad (1.1)$$

где t_{MT} – температура внешнего воздуха по мокрому термометру, т.е. температура при условии полного насыщения воздуха паром, °С.

Данный коэффициент характеризует глубину охлаждения воздуха кондиционером. Напомним, что под ней понимается разность температур воздуха на входе в охладитель и на выходе из него.

До недавних пор считалось, что при оптимальной конструкции и режимах работы охладителя значение температурного коэффициента эффективности $E=1$ [132, 133, 165, 204]. Другими словами, при такой работе охладители снижают температуру обрабатываемого воздуха на максимально возможную глубину, при этом насыщая его влагой до 100%.

Если оценивать работу перечисленных выше водоиспарительных устройств, то можно отметить что работа форсуночных камер характеризуется значениями температурного коэффициента 0,5 – 0,9 [164]. При работе охладителей с орошаемыми слоями его значения не превышают 0,7 – 0,75.

Отметим, что указанный коэффициент не дает представления о том, какое количество тепла способен нейтрализовать кондиционер. Для этого используется второй важный показатель его работы - холодопроизводительность, которую можно определить по формуле:

$$Q = C \cdot \rho \cdot G \cdot (t_H - t_K), \quad (1.2)$$

где G – секундный расход воздуха, проходящий через охладитель, m^3/c ;

ρ - плотность воздуха, kg/m^3 ;

C – изобарная теплоемкость воздуха, $Dж/(kg \cdot K)$.

Холодопроизводительность показывает количество холода, которое создает кондиционер. С другой стороны этот показатель можно расценивать, как способность охладителя нейтрализовать определенное количество теплопритоков в указанном помещении.

При этом стоит учесть, что ни температурный коэффициент эффективности, ни холодопроизводительность не могут характеризовать температуру воздуха в охлаждаемом помещении.

Значения температурно-влажностных параметров птицеводческого помещения зависят от множества различных факторов. Это значения внешних и внутренних теплопритоков, климатические особенности природной зоны, в которой расположен птичник, его конструктивные свойства и способ организации системы вентилирования и т.д.

Для оценки температуры и влажности внутри помещения необходимо проводить расчет теплового или влажностного баланса с учетом всех указанных факторов.

Вместе с этим, стоит принять во внимание, что определяющим показателем работы водоиспарительных охладителей является их холодопроизводительность. В работах [68, 69, 70, 182, 183, 184, 215, 216, 217] доказано, что при определении конструктивных параметров и режимов работы водоиспарительных охладителей не стоит добиваться максимально возможной глубины охлаждения. Прежде всего, это объясняется неоправданно завышенными значениями длины каналов охладителя, что, увеличивая, его аэродинамические сопротивления, многократно снижает расход обрабатываемого воздуха. Это в свою очередь неизбежно ведет к падению холодопроизводительности. По этой причине рекомендуется несколько сокращать длину охладителя, что позволит при незначительном снижении глубины охлаждения увеличить расходные показатели и, как следствие, холодопроизводительность установки. В ряде случаев это помогает не только приблизить значения температурно-влажностных параметров воздушной среды помещения к зоотехническим границам, но и достичь их.

2.4. Тепловой баланс помещения, система вентиляции которого оборудована охладителями воздуха.

Как говорилось в разделе 2.3, для оценки температуры воздуха внутри помещения недостаточно знать показатели эффективности работы охлаждающего блока. Необходимо проводить оценку теплового баланса.

Ранее был представлен тепловой баланс помещения, оборудованного системой вентиляции. Уравнение теплового баланса помещения имеет вид:

$$Q_s + Q_v + Q_{ex} - Q_{вых} = 0 \quad (1.7)$$

С учетом того что, при включении в систему вентиляции охладителей $Q_{вых} = C\rho Gt_k$, где t_k – температура воздуха на выходе из охладителя, °C, более подробно тепловой баланс будет иметь следующий вид:

$$Q_s + k_v \cdot (t_n - t_v) + C \cdot \rho \cdot G \cdot t_k - C \cdot \rho \cdot G \cdot t_v = 0, \quad (1.8)$$

В работах [72, 80, 90, 99, 101] показана эффективность охлаждения воздуха в водоиспарительных охладителях. Для рассматриваемого примера $t_n=35^\circ\text{C}$, $\phi_n=40\%$. Такой воздух водоиспарительные охладители могут охладить до $t_k=25^\circ\text{C}$.

Из уравнения 1.8 можно определить температуру воздуха внутри помещения:

$$t_v = \frac{Q_s + G \cdot c \cdot t_k \cdot \rho + k_v \cdot t_n}{G \cdot c \cdot \rho + k_v}.$$

Результаты проведенных расчетов, позволили получить следующие зависимости (рис. 2.5), которые показывают, что применение водоиспарительных охладителей воздуха может значительно снизить температуру внутри помещения, приводя ее к регламентированным значениям при этом значения скорости воздуха и кратность обмена воздуха остаются в пределах нормы.

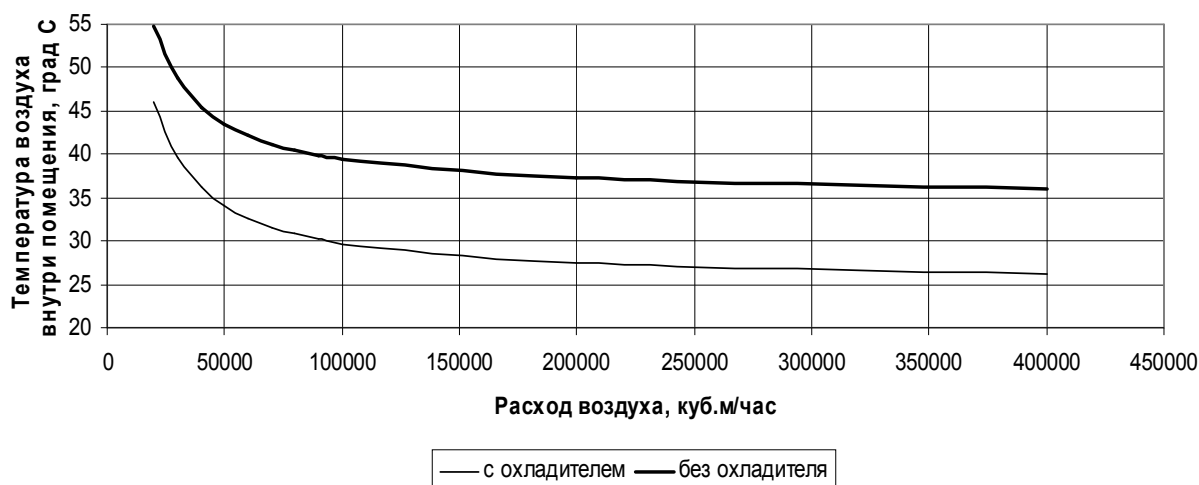


Рисунок 2.5. Зависимость температуры воздуха в помещении от производительности вентиляции при $t_n=35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

2.4 Баланс влаги в помещении, система вентиляции которого оборудована водоиспарительными охладителями воздуха.

Работа водоиспарительных охладителей основана на процессе естественного испарения влаги в поток сухого воздуха, вследствие чего он теряет некоторую энергию на испарение, что отражается на снижении его температуры. Вместе с этим увеличивается его относительная влажность. Ее значения на выходе из охладителя зависят от многих параметров: начальных значений, способа охлаждения, типа конструкции охладителя, эффективности его работы и т.д.

Пластинчатые охладители характеризуются высоким коэффициентом эффективности и способны насытить воздух влагой практически до 100%. Одновременно с этим они охлаждают обрабатываемый воздух до минимально возможной температуры. Другими словами, в этом случае будет достигнута максимальная глубина охлаждения.

Поступающий из охладителя в помещение влажный воздух во многом будет определять значения относительной влажности воздушной среды этого помещения. При содержании птицы эти значения, как известно [31, 59, 137, 197, 201], жестко нормируются. Оптимальные границы относительно влаж-

ности лежат в пределах 60 – 70%. При возрастании значений относительной влажности воздуха в птичнике при высоких значениях температур может наблюдаться перегрев организма птицы.

Состояние, так называемой, «тепловой прострации», вызываемое в результате подобного перегрева может наступить при следующих температурно-влажностных параметрах воздушной среды помещения [45, 46, 123, 130, 147, 179]: 37,8°C при влажности 30%, 35°C при влажности 60% и 32°C при влажности 75%. На основании этих данных четко прослеживается тенденция указывающая на то, что при высоких значениях относительной влажности температура при которой птица испытывает перегрев организма снижается.

Однако и излишняя сухость воздуха в помещении негативно сказывается на здоровье птицы. При значениях относительной влажности менее 50% у птицы отмечаются раздражение слизистых оболочек глаз, дыхательных путей. Повышается хрупкость пера, наблюдаются случаи каннибализма. При этом повышается потребление воды, что снижает аппетит птицы и, как следствие, ее продуктивность как по привесам так и по яйценоскости.

Многочисленные исследования [39, 58, 105, 121, 126, 147 и др.] показывают, что в зависимости от вида птицы значения относительной влажности лежат в диапазонах: 70 – 80% для взрослой водоплавающей птицы, 65 – 75% - для ее молодняка. Для остальных видов птиц зона комфортной влажности лежит в границах 60 – 70%.

Следовательно, при проектировании водоиспарительных охладителей необходимо строго учитывать его влияние на влажностный баланс птицеводческого помещения.

Для количественной оценки относительной влажности воздуха в воздушной среде птицеводческого помещения при различных режимах работы охладителей приведем уравнения, описывающие баланс влаги в помещении.

Наибольшее количество влаги в помещение поступает от содержащейся в нем птицы $W_{пт}$ и существенно зависят от породы, возраста, технологии

выращивания и др. факторов. Влаговыделения птиц, в зависимости от возрастной группы и вида представлены в табл. 2.3.

Кроме того, влага поступает в помещение: с воздухом, подаваемым системой вентиляции $W_{\text{всн}}$

$$W_{\text{всн}} = G \cdot \rho \cdot 622 \cdot \frac{\varphi_k \cdot P_H(t_k)}{P - \varphi_k \cdot P_H(t_k)}, \quad (2.24)$$

где φ_k – относительная влажность воздуха на выходе из охладительного блока в долях; P – атмосферное давление, Па; $P_H(t_k)$ – давление насыщения при t_k , рассчитывающееся по формуле

$$P_H(t_k) = 736 \cdot e^{0.058 \cdot t_k}, \quad (2.25)$$

полученной аппроксимацией табличных данных [6]; а также в результате различных технологических процессов W_m .

Влага уносится из помещения с выходящим воздухом в количестве $W_{\text{вых}}$

$$W_{\text{вых}} = G \cdot \rho \cdot 622 \cdot \frac{\varphi \cdot P_H(t_B)}{P - \varphi \cdot P_H(t_B)}, \quad (2.26)$$

где φ – относительная влажность воздуха в помещении в долях; $P_H(t_B)$ – давление насыщения при t_B , рассчитывающееся по формуле

$$P_H(t_B) = 736 \cdot e^{0.058 \cdot t_B}. \quad (2.27)$$

Таким образом, при установившемся процессе общее уравнение влажностного баланса имеет вид

$$W_{\text{пт}} + W_{\text{всн}} + W_T - W_{\text{вых}} = 0. \quad (2.28)$$

Решая последнее уравнение относительно φ , можно получить зависимость величины относительной влажности воздуха внутри помещения от влажности воздуха на выходе из охладительного блока, влаговыделений птицы и внешних условий.

Проведем расчет влажностного баланса для рассмотренного ранее птицеводческого помещения, рассчитанном на содержание 12000 кур-несушек со средней массой одной птицы 1,6 кг.

Для необходимого воздухообмена в таком помещении требуется обеспечить расход воздуха

$$G = n_{\text{пт}} \cdot 1,7 \cdot 4,$$

где $n_{\text{пт}}$ - поголовье птицы, шт. Для указанного птичника $G=22,6$ м/с.

Общие выделения влаги от указанного поголовья 25 г/с.

Из уравнения теплового баланса (1.6) определим температуру воздуха внутри помещения при $t_{\text{н}}=30^{\circ}\text{C}$. При глубине охлаждения 12°C она составит $22,3^{\circ}\text{C}$. При значениях относительная влажность внутри помещения будет равна 83%.

Как видим, это значение выше нормы и, следовательно, при высоких температурах воздуха внутри помещения может произойти перегрев организма птицы.

Учтем, что данный расчет проводился для максимальной глубины охлаждения воздуха водоиспарительным блоком, следовательно, его относительная влажность на выходе из охладителя практически равна 100%.

Очевидно, что для снижения относительной влажности воздуха внутри птичника необходимо уменьшить относительную влажность воздуха на выходе из охладителя. Это, в свою очередь, повлечет снижение глубины охлаждения воздуха и уменьшит холодопроизводительность.

Как видно из этих рассуждений, при конструировании охладительных блоков необходимо стремиться к выбору наиболее рациональных режимов их работы, которые позволят при достаточной глубине охлаждения удерживать в рамках зоогигиенических требований значения относительной влажности воздуха в помещении [74, 75, 88, 89].

**Таблица 2.3. Количество водяных паров, выделяемых птицей на 1 кг
живой массы**

Возрастная группа	Масса, кг	Водяные пары, г/ч
Взрослые куры при клеточном содержании	1,5-1,7	5,1
Взрослые куры яичных пород при напольном содержании	2	5,8
Взрослые куры мясных пород при напольном содержании	1,8	5,2
Взрослые индейки	1,7	5,0
Взрослые утки	1,2	3,6
Молодняк кур яичных пород в возрасте:		
1-10 дней	0,06	3,5
11-30 дней	0,25	6,6
31-60 дней	0,6	5,4
61-150 дней	1,3	5,0
151 день и старше	1,6	4,8
Молодняк кур мясных пород в возрасте:		
1-10 дней	0,08	4,0
11-30 дней	0,35	6,3
31-60 дней	1,2-1,4	5,4
61-150 дней	1,8	5,0
151 день и старше	2,5	4,8

2.5. Способы обогрева птицеводческих помещений

Как было показано в разделе 1.4. в холодный период года значительно увеличивается отдача тепла из птицеводческого помещения через стены и в особенности через его крышу. В связи с этим внутри помещения наблюдается резкое снижение температуры воздуха. Для поддержания ее нормативных

значений на первом этапе снижают производительность вентиляционной системы до переходного, а затем и до минимального режима вентиляции. Минимальное значение свежего воздуха, подаваемого системой вентиляции, ограничено нижним пределом, обусловленным кратностью обмена воздуха внутри помещения. Однако, при дальнейшем снижении температуры наружного воздуха возникает ситуация при которой становится невозможным поддерживать необходимую температуру внутри птичника даже при его минимально возможном вентилировании. Так для рассматриваемого птичника минимальная подача воздуха составляет 12500 куб. м/час. И если при температуре уличного воздуха выше -10 град. С еще можно удерживать ее значения внутри птичника в норме, то уже при -15 градусах значения температуры в помещении, ниже нормы на 3-5 градусов. Очевидно, что большее количество воздуха, подаваемого в помещение, еще более снизит эту температуру. В связи с этим становится актуальным обогрев птицеводческих помещений в холодный период года.

Для решения этой проблемы рекомендуется еще на стадии проектирования и строительства птицеводческих помещений, учитывая розу ветров конкретной местности, располагать здания на защищенных от продувания площадках параллельно преобладающему направлению ветров. В некоторых случаях это позволяет снизить потери тепла через ограждающие конструкции на 10 – 15% [27, 62, 138].

Следующим немаловажным фактором является качественная теплоизоляция птичников. Известно, что на потерю тепла через ограждающие конструкции расходуется от 30 до 90% мощности отопительных систем птицеводческих помещений. Поэтому при строительстве необходимо применять материалы с высокими теплоизоляционными свойствами. В особенности это стоит учесть при строительстве потолочных конструкций. Из-за того что наиболее теплый воздух скапливается в верхней части птичника теплопотери через крышу составляют 60 – 70% от их общего количества. При должной тепло-

изоляции возможно сэкономить расход затрат на обогрев помещения от 30 до 50%.

Однако в условиях русской зимы эти мероприятия не позволяют удерживать необходимую температуру воздуха, в связи с чем возникает потребность в отоплении птицеводческих помещений.

В настоящее время в промышленном птицеводстве наиболее распространены три основных системы отопления [5, 120, 199]:

- от центральной котельной;
- с помощью теплогенераторов, располагаемых в пристройках к птичнику;
- расположенными в зале для птицы воздухонагревателями (брудерами).

В первом случае теплоноситель, в качестве которого используется вода, подогревается в центральной котельной и транспортируется в птичник по теплотрассе. Такой способ обогрева сохранился на отечественных птицефабриках с советских времен и на данный момент по ряду причин потерял свою былую популярность. Прежде всего, это связано со значительными расходами на капитальные и эксплуатационные затраты при ее организации и последующем содержании, а также с тем, что для обслуживания котельной и теплотрассы необходим дополнительный персонал. В связи с существенным ростом стоимости строительных материалов и энергетических ресурсов изготовление такой системы отопления на вновь строящихся птицефабриках экономически не целесообразно. К тому же такая система обладает еще одним существенным минусом – низкой энергоэффективностью, т.к. в помещение доходит не более 50% тепловой энергии, полученной в котельной при сжигании топлива.

В этой связи вторая система более приемлема, так как в этом случае теплогенераторы размещают в пристройках птичников и, подогреваемый ими теплый воздух, подается непосредственно в зал для размещения птицы, что значительно увеличивает ее КПД до 70 – 90% [5, 120]. Теплогенераторы, ис-

пользуемые в этом случае для нагрева воздуха работают на жидком или газообразном топливе. Затраты на топливо в сравнении с первым вариантом снижаются на 15 – 20%. Кроме того, такие системы обогрева требуют в 3-4 раза меньших капиталовложений и обслуживающий персонал при таком способе отопления не нужен.

Широко распространена третья схема отопления, при которой воздухонагреватели (брудеры) устанавливаются в самих птичниках и все получаемое тепло идет на нагрев воздуха в помещении. Такие воздухонагреватели могут работать как на жидком, так и на газообразном топливе.

Так как они монтируются в зале для содержания птицы, то КПД этих систем достигает 98%. Система работает автономно, не требует затрат на капитальное строительство. Сравнительная стоимость воздухонагревателей невысока и их монтаж возможен в любом помещении.

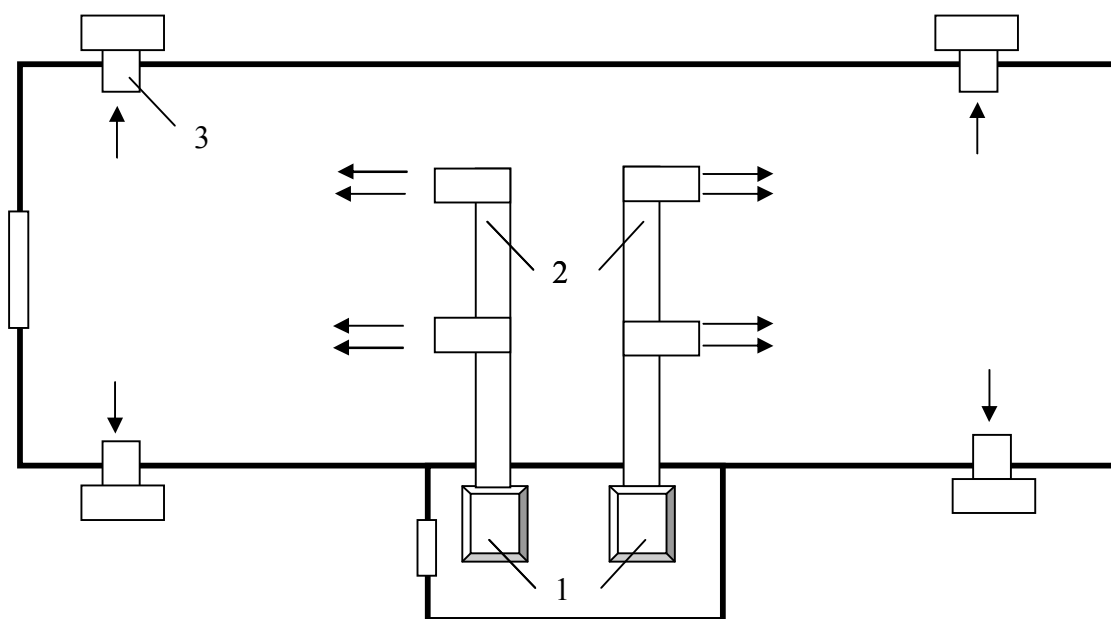


Рисунок 2.6. Система отопления птичника с пристройкой
для воздухонагревателя

1 – отопительные агрегаты, 2 – воздуховоды, 3 – вытяжные вентиляторы



Рисунок 2.7. Газовый воздушнонагреватель

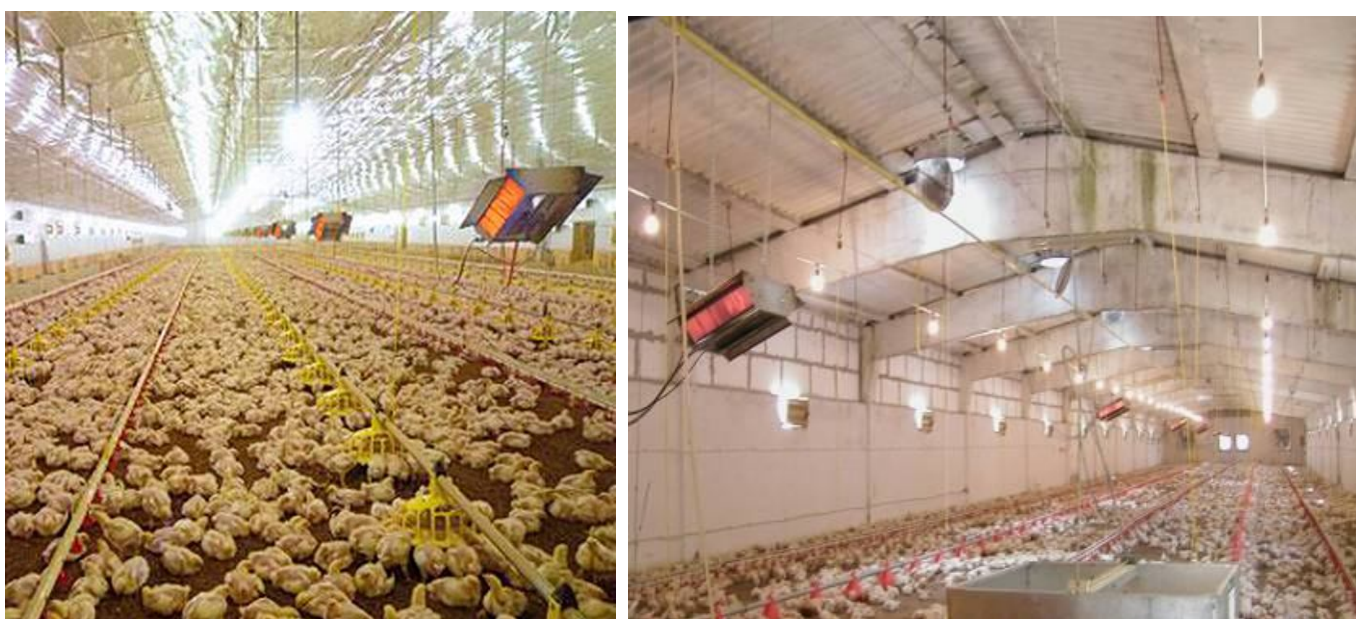


Рисунок 2.8. Расположение газовых брудеров в птичнике

Дальнейшим развитием такой системы отопления являются системы излучающего обогрева птицы. В настоящее время инфракрасные газовые излучатели используются как средства общего обогрева птичника и воздейст-

вуют своим теплом непосредственно на птицу. В сравнении с воздушнонагревателями затраты на обогрев сокращаются на 20 – 30%.

Как правило, большинство птицеводческих хозяйств оборудованы комбинированными системами отопления. Когда наряду с общим отоплением птичника применяется локальный обогрев птицы.



Рисунок 2.9. Излучательные обогреватели

2.6. Применение рекуператоров тепла в птицеводческих помещениях.

В последние годы за рубежом, где вопросам энергосберегающих технологий отводится особенно большое внимание, для отопления птицеводческих помещений активно разрабатываются и внедряются теплообменники. Принцип их работы основан на подогреве воздуха, поступающего в помещение за счет передачи ему тепла от удаляемого из помещения воздуха. Таким образом, нет необходимости в дополнительных энергозатратах на подогрев поступающего в помещение свежего воздуха.

Известно [149, 173], что в независимости от времени года и уличных температур для нормального содержания птицы необходима определенная

смена загрязненного воздуха на чистый. Нормативные требования на этот счет устанавливают определенные значения кратности обмена. В холодный период года необходимо подавать $1\text{ м}^3/\text{ч}$ чистого воздуха на 1 кг живого веса птицы. К примеру, при содержании 12 000 кур со средней массой одной птицы 1,5 кг, необходимо обеспечить подачу свежего воздуха в количестве $12600\text{ м}^3/\text{ч}$. При этом выходящий из помещения воздух будет уносить с собой тепло. Несложный расчет показывает, что эти теплотери могут достигать 100 кВт (Рис. 2.11)

Эту энергию можно использовать для подогрева воздуха, подаваемого в помещение системой вентиляции. Для этой цели в настоящее время используют различные теплообменники. По способу передачи тепла различают поверхностные, в которых обменивающиеся теплом среды разделены твердыми стенками, и смесительные теплообменники. Первые, в свою очередь, делятся на: рекуперативные и регенеративные. В рекуперативных теплообменниках (рекуператорах) теплообмен осуществляется через стенки, разделяющие каналы и в зависимости от направления течения теплоносителя они бывают прямоточные, противоточные и перекрестные. Тогда как, в регенеративных теплоносители поочередно соприкасаются с некоторой поверхностью и обмениваются с ней энергией.

Применительно к птицеводческим помещениям наиболее рационально применение рекуператоров в которых не происходит контакт входящего и выходящего из помещения воздуха. Это связано с тем, что удаляемый из помещения воздух, как правило, сильно загрязнен, и подобный контакт будет способствовать возврату в помещение нежелательной загазованной и загрязненной фракции.

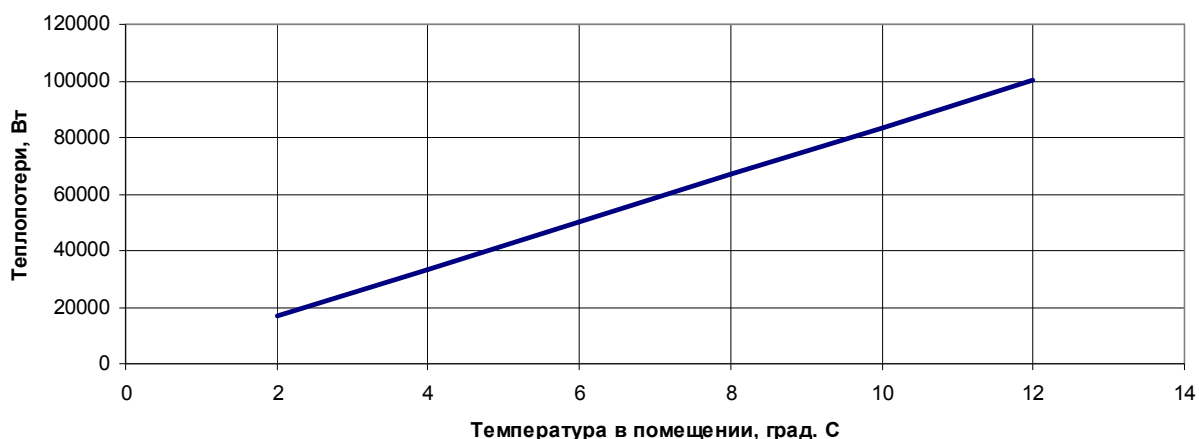


Рисунок 2.11. Количество тепла, теряемое с бросовым воздухом.

Рассмотрим наиболее распространенные теплообменники.

В теплообменниках роторного типа тепло между потоками передается через вращающийся диск, фрагменты которого в процессе движения попеременно оказываются в зоне приточного и вытяжного воздуха (рис.2.12)

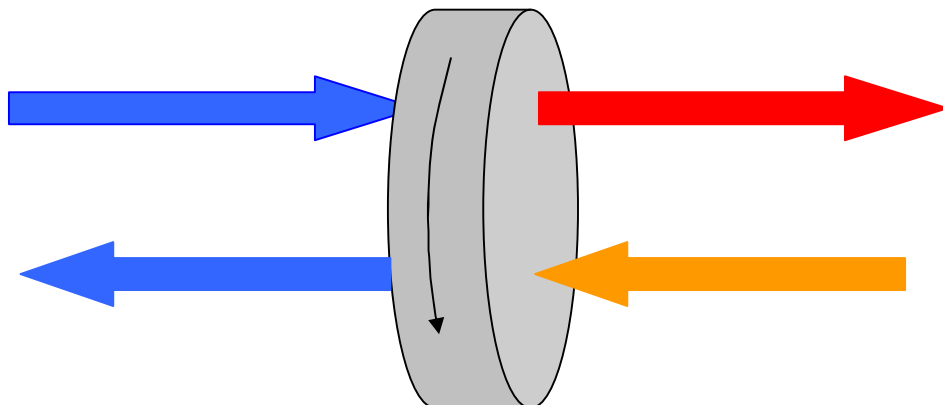


Рисунок 2.12. Роторный рекуператор.

Диск (или ротор) выполняют из коррозионно-устойчивого сплава. На поверхности диска организуют каналы в форме равносторонних треугольников, что обеспечивает ламинарное течение потоков воздуха сквозь ротор

(рис. 2.13). Подобные теплообменники могут переносить как тепло, так и влагу.

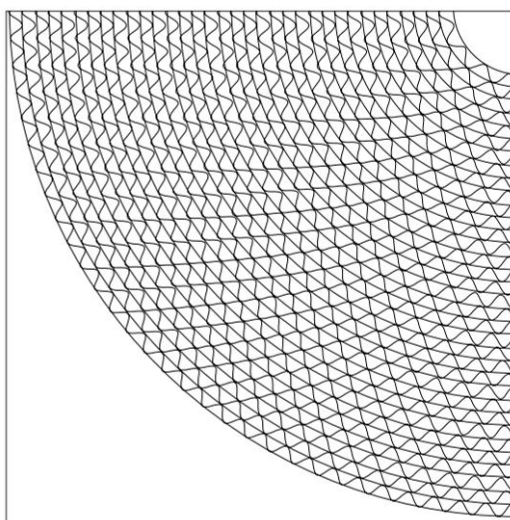


Рисунок 2.13 Фрагмент ротора.

Однако они обладают и рядом недостатков, которые ограничивают их применение. Во-первых, необходимость параллельных потоков приточного и вытяжного воздуха, которая диктуется геометрическими особенностями данного типа теплообменников и не всегда достижима практически. Во-вторых, это контакт приточного и вытяжного потока, который способствует подмесу загрязненного воздуха в приточные массы. И в-третьих, это необходимость в электроэнергии и техническом обслуживании таких теплообменников. Для того чтобы избежать контакта приточного и вытяжного воздуха используют рекуператоры с промежуточным теплоносителем. Такие рекуператоры состоят из двух теплообменников, которые располагают в приточном и вытяжном каналах и соединяют между собой трубопроводом (рис. 2.14). В холодное время года воздух, выходящий из помещения, нагревает теплообменник в выходном канале. Затем эта энергия передается теплоносителем по трубам в теплообменник расположенный во входном канале. В итоге воздух, поступающий в помещение, нагревается.

Наряду с отсутствием перемешивания потоков, такой способ отличает гибкость при проектировании и монтаже, а также возможность объединения приточных и вытяжных каналов в одну систему рекуперации. Вместе с тем наличие теплоносителя обуславливает необходимость установки водяного

насоса и других устройств, обеспечивающих работу системы и влечет за собой наличие дополнительного персонала по ее обслуживанию. При достаточно длинных трубопроводах значительно повышается расход электроэнергии.

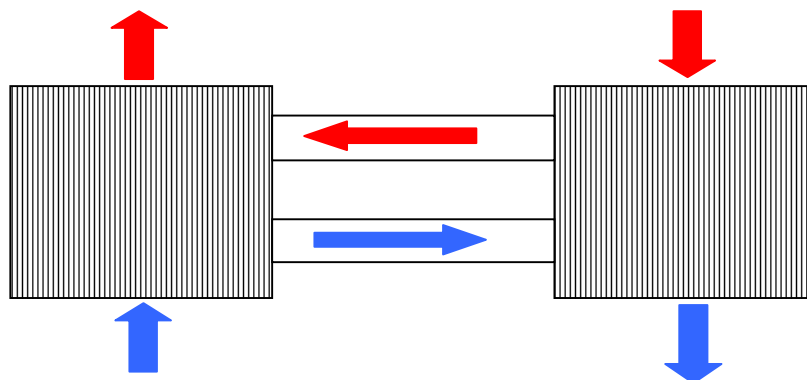


Рисунок 2.14 Рекуператор с промежуточным теплоносителем.

Более простой и дешевый способ рекуперации основан на применении тепловых камер [43, 152]. Приточный и вытяжной воздух подается в них попеременно. К примеру, в холодное время года удаляемый из помещения воздух проходит через камеру и нагревает ее стенки (рис. 2.15), затем через нее же в помещение поступает уличный воздух, который нагревается от горячих стенок.

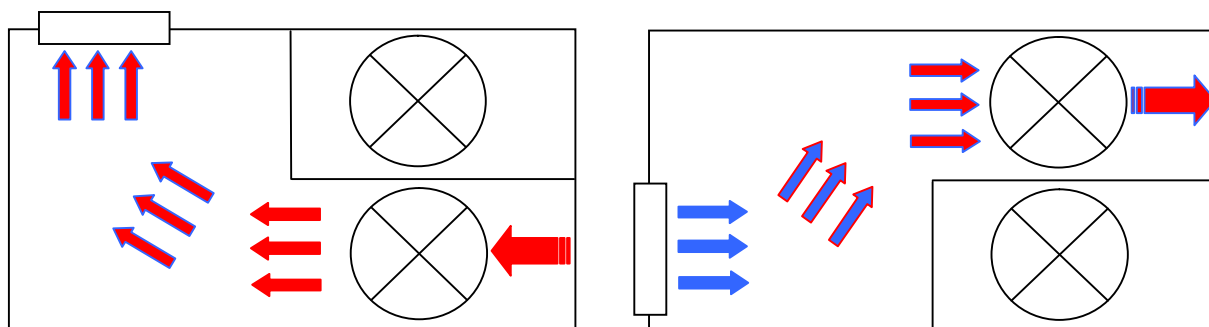


Рисунок 2.15. Тепловая камера

При энергетическом и экономическом выигрыше применение таких рекуператоров возможно в случае низкой степени загрязненности удаляемого воздуха и неприемлемо для птицеводческих помещений с их высокой степенью загазованности и запыленности.

В этой связи наиболее рациональным является применение пластинчатых теплообменников, в которых потоки приточного и вытяжного воздуха

проходят по соседним, разделенным стенками, каналам и не перемешиваются. Теплообмен в этом случае происходит через разделительные стенки. По взаимному расположению потоков пластинчатые рекуператоры бывают прямоточные, противоточные и перекрестные (рис. 2.16 а, б, в).

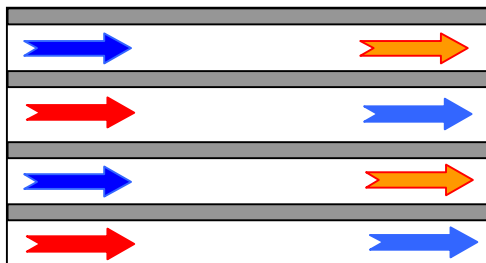


Рисунок 2.16 а)

Прямоточный теплообменник

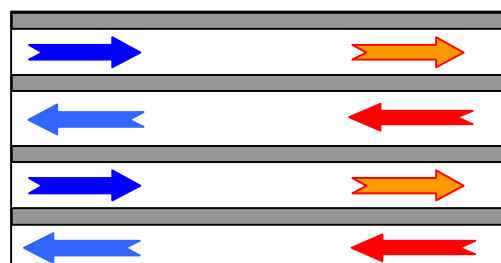


Рисунок 2.16 б)

Противоточный теплообменник

Выбор того или иного типа пластинчатого теплообменника определяется конструктивными особенностями конкретного помещения и его системы вентиляции. Вместе с тем известно, что наиболее эффективна противоточная схема.

В сравнении с другими теплообменниками у пластинчатых есть ряд преимуществ, выгодно отличающих рекуператоры этого типа:

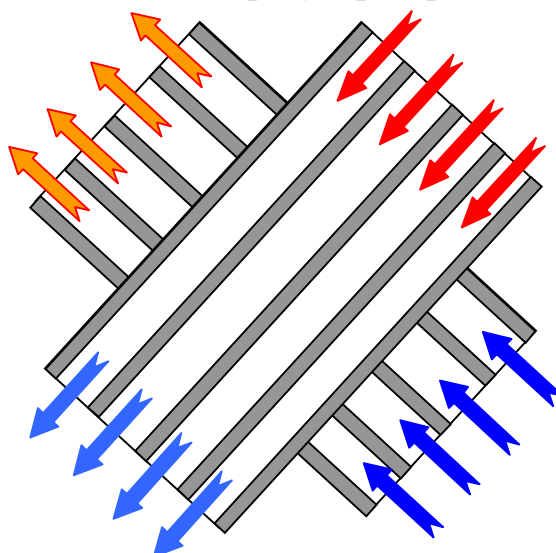


Рисунок 2.16 в). Перекрестный теплообменник

- простота и надежность конструкции не требующая частого технического обслуживания и дополнительных затрат на электроэнергию и т.д.;

- изолированность потоков друг от друга, что исключает подмес грязной фракции из выходного воздуха в приточный;
- большая площадь теплопередачи, которая обеспечивает высокую эффективность подобных рекуператоров;
- долговечность работы при сравнительно низких затратах на изготовление и эксплуатацию.

Кроме того, мировая практика показывает, что с помощью рекуператоров возможно вернуть в помещение до 80 – 90% тепла, которое обычно удаляется из него вместе с отработанным воздухом.

Однако, к настоящему моменту использование в нашей стране подобных рекуператоров крайне незначительно. В первую очередь это объясняется отсутствием необходимой теоретической базы для определения геометрических параметров и режимов их работы.

Анализируя все вышесказанное, отметим, что применение пластинчатых водоиспарительных охладителей и рекуператоров тепла в комплексе с вентиляционными системами птицеводческих помещений может во многом улучшить состояние их воздушной среды, что в свою очередь позволит повысить продуктивность птицы и улучшить ее здоровье за счет повышения качественных показателей микроклимата при ее содержании и выращивании.

При этом необходимо иметь достаточную теоретическую базу, которая даст возможность спроектировать охладительные и теплообменные установки, обосновать их геометрические размеры и режимы работы в зависимости от температурно-влажностного баланса конкретного птицеводческого помещения.

2.7. Выводы. Постановка цели и задач исследований.

Как показано выше, температурно-влажностные параметры воздушной среды птицеводческих помещений, которые во многом определяют не только продуктивность, но и физическое состояние сельскохозяйственной птицы зачастую не соответствуют зоогигиеническим нормам.

Влияние температурных показателей на здоровье птицы объясняется тем, что у нее недостаточно развита система терморегуляции, так как она не имеет потовых желез, и теплоотдача происходит в основном за счет испарения воды при дыхании. В свою очередь, избыточная влажность в птичнике так же будет тормозить этот процесс, что может привести к тепловому удару у птиц. Зоотехнические требования по загазованности и скорости воздуха в птичнике обоснованы тем фактом, что она плохо переносит сквозняки и

Зоотехнические требования устанавливают следующие диапазоны наиболее рациональных температур воздуха в птичнике: для взрослой птицы яичной породы она составляет 12 - 16 °С, для бройлеров на завершающем этапе их выращивания – 18 - 23 °С, для уток и гусей – 14 - 16 °С [2, 12, 30, 59, 103, 112, 162, 180, 197 и др.]. При таких температурных режимах в организме птицы интенсивно происходят метаболические процессы, более рационально осуществляется расход энергетических ресурсов, птице легче поддерживать тепловое равновесие между своим организмом и воздушной средой помещения. Кроме того наблюдается более полное усвоение потребляемого корма и получаемых с ним питательных веществ и микроэлементов. У птицы отмечают хорошую функциональность сердечной деятельности и процессов в органах дыхания. Наблюдается оптимизация водного обмена в ее организме.

Выход за указанные рамки температур ведет, как к ухудшению физиологического состояния, так и к снижению продуктивности птицы. Так при содержании бройлеров в возрасте 5 – 8 недель снижение температуры от 18 до 10 °С приведет к падению привеса на 48%, что соответствует 6% на каждый градус. В случае повышения температуры от 23 до 32 °С тот же показа-

тель снижается на 26% или примерно 3% на каждый градус [57, 123, 147]. При содержании курицы на яйцо в условиях когда температуры ниже рационального диапазона снижение яйценоскости происходит в пропорции 2% на каждый градус, а в случае ее превышения продуктивность яичной птицы падает на 1,5% на 1 градус [151, 179, 207].

Существующие системы вентиляции птичников не способны круглогодично поддерживать в них необходимые значения основных параметров микроклимата. В жаркий период года это связано с большими внутренними теплопритоками, которые невозможно нейтрализовать вентиляцией, т.к. температура наружного воздуха зачастую выше регламентированных для птичника значений. Напрашивается необходимость использования охладителей воздуха. Наиболее эффективными и перспективными для применения в птицеводстве являются водоиспарительные пластинчатые охладители.

Обладая целым рядом преимуществ, в числе которых низкая энергоемкость, простота в изготовлении и эксплуатации, подобные охладители саморегулируемы по глубине охлаждения. Другими словами при различных температурно-влажностных характеристиках воздуха на входе в охладитель меняется и глубина охлаждения, что обеспечивает воздуху на выходе практически постоянные значения температуры.

К этим преимуществам добавляется еще и то, что помимо снижения температуры обрабатываемого воздуха они увеличивают его относительную влажность, что в целом ряде случаев является настоящим спасением для птицы, которая не может находиться в помещении с пересушенным воздухом.

Таким образом, в жаркий период года применение пластинчатых водоиспарительных охладителей может во многом улучшить температурно-влажностные значения микроклимата птицеводческого помещения, приблизив их значения к нормируемым, а в целом ряде случаев и достигнув их.

В холодное время воздух, подаваемый в помещение, требуется подогревать. Для этого в настоящее время применяются различные обогреватели, которые способны работать, как на электричестве, так и с применением при-

родного газа. Конечно, во втором случае стоимость их использования значительно снижается. Однако, на данный момент не все птицеводческие хозяйства газифицированы. Кроме того, использование любого вида топлива ведет к весьма значительным затратам на его приобретение.

Передовой опыт европейских государств показывает, что наиболее рационально применение пластинчатых рекуператоров тепла, которое обычно выбрасывается из помещения вместе с удаляемым из него загрязненным воздухом. Подобные устройства весьма просты в эксплуатации и не требуют высокой квалификации обслуживающего их персонала. При работе они не используют энергию для подогрева подаваемого в помещение воздуха, т.к. это тепло отбирается у воздуха, выходящего из помещения и передается приточному воздуху через стенки рекуператора. Еще одним преимуществом рекуператоров является то, что с их помощью можно организовать равномерную подачу свежего воздуха по всему объему помещения и тем самым убирать застойные зоны с повышенной концентрацией вредных веществ. Более того, практика показывает, что без рекуператоров добиться отсутствия застойных зон можно только с использованием различных и достаточно мощных, а значит и затратных, обогревателей.

В этой связи **цель исследований** формулируется, как повышение продуктивности сельскохозяйственной птицы за счет улучшения температурно-влажностных параметров воздушной среды птицеводческого помещения путем включения в его систему вентиляции пластинчатых водоиспарительных охладителей воздуха в жаркий период года и рекуператоров тепла в холодное время и разработки геометрических параметров и режимов их работы.

Для достижения поставленной цели нами была выдвинута **научная гипотеза** о возможности значительного улучшения состояния микроклимата птицеводческих помещений при использовании пластинчатых теплообменников, которые представляют собой в жаркое время года водоиспарительные охладители воздуха, а в зимнее – рекуператоры тепла.

Объект исследования: функционирование и режимы работы охлаждающих комплексов водоиспарительного принципа действия и пластинчатых рекуператоров тепла.

Предмет исследования: закономерности изменения температурно-влажностного состояния воздушной среды птицеводческих помещений; физические процессы, протекающие в каналах и основополагающих элементах пластинчатых охладителей и рекуператоров тепла, а также критерии эффективности заявленных устройств, необходимые для создания их оптимальных конструкций.

Для достижения поставленной цели с учетом сформулированной научной гипотезы предусмотрим решение следующих **задач исследования:**

1) обосновать выбор технических средств для нормализации температурно-влажностных параметров воздушной среды птицеводческих помещений в жаркое и холодное время года;

2) теоретически обосновать критерии эффективности работы пластинчатых теплообменников в птицеводческих помещениях;

3) определить необходимые физико-механические свойства капиллярно-пористого материала для водоиспарительных охладителей, обеспечивающими их эффективную работу;

4) разработать математическую модель энергетического баланса в водоиспарительных охладителях, отличающуюся учетом специфики испарительных свойств теплообменных пластин;

5) разработать математические модели процессов тепло–массопереноса в каналах испарительных насадок водоиспарительных охладителей и противоточных теплообменниках с учетом продольно–поперечной теплопроводности пластин; методы реализации предложенных моделей;

6) определить этапы исследований, приводящие к конкретным рекомендациям по конструированию указанных установок; условия, влияющие на эффективность их работы; на основании предложенных рекомендаций по-

строить опытные и промышленные образцы охладительных установок и рекуператоров тепла;

7) определить перспективы практического использования теории на практике путем проведения оптимизации геометрических параметров и режимов работы охладителей и теплообменников; допустимые климатические пределы использования предложенных математических моделей на практике;

8) создать основополагающую базу практических рекомендаций и программных модулей для выбора систем нормализации температурно-влажностных параметров в птицеводческих помещениях, основанную на моделировании протекающих в них теплофизических процессов.

9) провести оценку эффективности работы предлагаемых теплообменников, а также экономический эффект от их применения в жаркое и холодное время года.

Естественно, что в следующих главах перед нами возникнет ряд более мелких и специфических вопросов. Их проработка, в свою очередь, необходима для решения указанных основных задач исследования.

РАЗДЕЛ 3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В КАНАЛАХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ.

3.1. Основные характеристики парогазовой среды

Ранее было доказано, что для создания в птицеводческом помещении необходимых температурно-влажностных параметров необходимо подвергать тепловой обработке подаваемый в него воздух. В холодное время требуется подогрев приточного воздуха, а в жаркий период - его охлаждение. Следуя предложенной гипотезе, необходимо определить зависимости геометрических размеров и режимов работы предлагаемых пластинчатых теплообменников от тех условий в которых им предстоит работать: вид, возраст и количественный состав птицы; сезон и климатические условия той зоны где размещен птичник; особенности системы вентиляции данного помещения, в частности, применяемые в нем вентиляторные блоки и т.д.

Для того чтобы определить размеры и режимы работы теплообменников необходимо тщательно изучить все физические процессы, происходящие в их каналах. В случае с водоиспарительными охладителями это процессы переноса тепла и массы связанные с испарением жидкости с поверхности пластин. У рекуператоров изучается перенос тепла из более горячего канала в более холодный через изоляционную стенку.

Кроме того, как показывает влажностный баланс помещения, использование прямых водоиспарительных охладителей в ряде случаев может привести к азвышенным показателям влажности внутри помещения. По этой причине нам понадобится изучить физические процессы в косвенных охладителях водосипарительного принципа действия, применение которых обуславливает снижение температуры охлаждаемого воздуха без увеличения его относительной влажности. Вместе с тем, часть воздуха из вспомогательных «мокрых» каналов при необходимости может быть пущена в помещение, чтобы нормализовать относительную влажность его воздушной среды.

В этом подразделе будут рассмотрены соотношения, необходимые для построения баланса тепла и влаги в помещении и вывода математической модели тепломассопереноса в каналах водоиспарительных охладителей.

В водоиспарительных охладителях происходит тепло-влажностная обработка воздуха, основанная на эффекте испарения воды в поток проходящего воздуха. Это приводит к изменению параметров состояния воздуха.

Влажным воздухом называется смесь сухого воздуха и водяного пара [36, 52, 55, 119]. Обычно влажный воздух имеет низкое парциальное давление, а парциальное давление водяного пара ещё меньше. Поэтому влажный воздух, при давлениях, близких к атмосферному, можно рассматривать как идеальный газ. Такое допущение при расчётах позволяет использовать законы, сформулированные для идеальных газов.

Рассмотрим основные параметры влажного воздуха [51, 128, 143]. Наличие влаги в воздухе можно охарактеризовать несколькими показателями. Абсолютной влажностью воздуха называют массу водяного пара, содержащегося в 1 м^3 влажного воздуха. Так как влажный воздух представляет собой газовую смесь, то объём водяного пара в смеси равен объёму всей смеси, и следовательно, абсолютную влажность можно выразить в виде плотности пара $w_{\text{п}}$ в смеси.

Влагосодержанием d (г/кг сухого воздуха) называется отношение массы водяного пара, содержащегося во влажном воздухе к массе сухого воздуха

$$d = \frac{m_{\text{п}}}{m_{\text{в}}} = \frac{w_{\text{п}}}{\rho_{\text{в}}}.$$

Относительной влажностью воздуха φ называется отношение абсолютной влажности $w_{\text{п}}$ к максимально возможной $w_{\text{н}}$, когда при данном давлении и температуре воздух насыщен водяным паром

$$\varphi = \frac{w_{\text{п}}}{w_{\text{н}}}, \quad (3.1)$$

Обычно относительная влажность выражается либо в долях единицы, либо в %. В дальнейшем, теплофизические характеристики влажного воздуха

и его компонентов рассматриваются в рабочем диапазоне температур 10 – 50 °С. Это связано с тем, что в пределах указанного интервала лежат значения выходных и выходных температур в реальных условиях работы охладителя.

Зависимость плотности пара на линии насыщения от температуры представлена в таблице 3.1 [53, 136, 166].

Таблица 3.1. Плотность пара на линии насыщения

Температура воздуха, t , °С	Плотность пара на линии насыщения, w_n , кг/м ³
0	0,00484
4	0,0064
8	0,0083
12	0,0107
16	0,0136
20	0,01729
24	0,02127
28	0,02723
32	0,03380
36	0,0418
40	0,05114
50	0,083

Аппроксимирующая зависимость плотности пара на линии насыщения достаточно точно (рис. 3.1) выражается формулой:

$$w_n(t) = (0,0004212t^3 + 0,001831t^2 + 0,4195t + 4,727) \cdot 10^{-3}. \quad (3.2)$$

Из условия непроницаемости границ потока бинарной смеси её плотность определяется формулой

$$\rho = \rho_B + \rho_n = \rho_B + \frac{\Phi \cdot w_n}{100}. \quad (3.3)$$

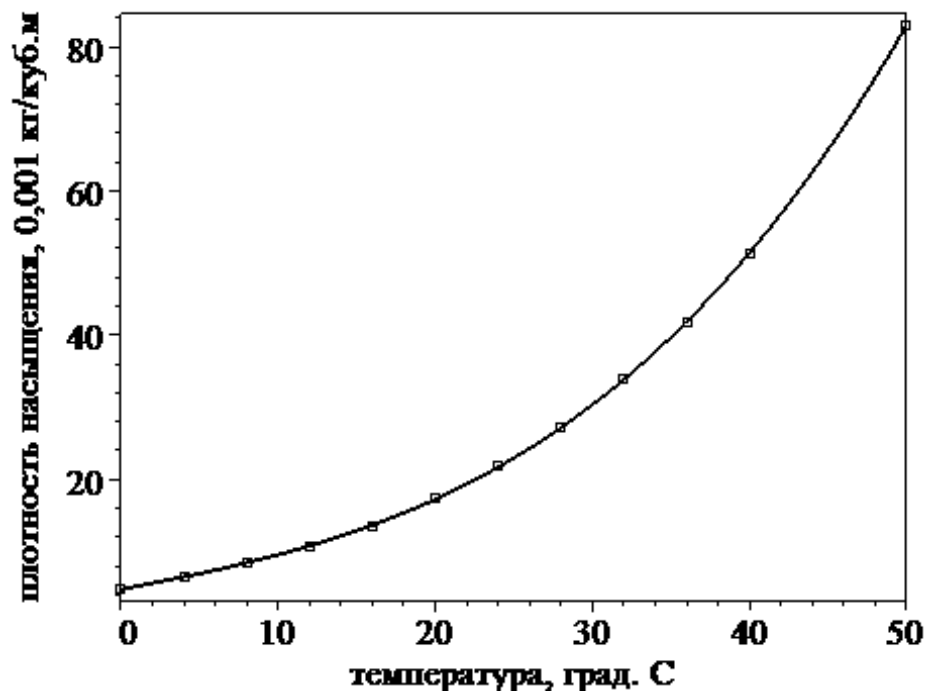


Рисунок 3.1. Зависимость плотности насыщенного пара от температуры воздуха

Плотность сухого воздуха в рабочем диапазоне температур определяется формулой [145, 176]

$$\rho_v = 0,003 \cdot t - 0.031 \approx 1.13, \text{ кг/м}^3. \quad (3.4)$$

Плотность влажного воздуха при средней температуре 20 – 35 °С для простоты можно принять $\rho=1,15 \text{ кг/м}^3$ (табл. 3.2).

Отметим, что значения средних параметров принимаются в тех случаях, когда их погрешность в рабочем диапазоне температур по сравнению с истинным значением не превышает 3 %. В других случаях используются интерполяционные формулы, аппроксимирующие табличные данные.

При выводе уравнений тепломассопереноса в каналах испарительной насадки используются коэффициенты теплопроводности и диффузии. Они

возникают в результате принятия закона Фурье для теплового потока и закона Фика для концентрационной диффузии.

Таблица 3.2. Плотности сухого и влажного воздуха на линии насыщения,
P=1,01 мПа

Температура воздуха, t, °C	10	20	30	40	50
ρ_v	1,207	1,166	1,127	1,091	1,057
$\rho_{вн}$	1,216	1,183	1,157	1,120	1,140

Теплопроводность смеси зависит от концентрации компонентов. Для газовых смесей рекомендуется [200, 241] универсальный метод расчёта, для использования которого необходимы U_v и $U_{п}$ – массовые концентрации воздуха и пара в смеси; μ_v и $\mu_{п}$ – динамические вязкости, Па с; $K_{вп}$ и $K_{пв}$ – безразмерные поправочные коэффициенты.

Тогда

$$\lambda = \frac{\lambda_v \cdot U_v}{U_v + U_{п} \cdot K_{вп}} + \frac{\lambda_{п} \cdot U_{п}}{U_{п} + U_v \cdot K_{пв}}. \quad (3.5)$$

Отличие теплопроводности смеси от теплопроводности сухого воздуха будет максимальным на линии насыщения, при которой концентрация пара в бинарной смеси максимальна.

В таблице 3.3 приведены значения теплопроводности сухого воздуха и пара на линии насыщения, коэффициенты динамической вязкости воздуха и пара, а также теплопроводность смеси на линии насыщения.

Как видно из этой таблицы, теплопроводность влажного воздуха можно принять постоянной и равной $\lambda=2,5 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К), что в реальном диапазоне рабочих температур отличается от истинного значения не более, чем на 2%. Для теплопроводности сухого воздуха легко выводится следующая зависимость

$$\lambda_B = 0,01 \cdot (2,44 + 0,007 \cdot t_B), \quad (3.6)$$

где t_B – температура сухого воздуха, °C.

Таблица 3.3. К определению коэффициентов теплопроводности
по формуле (3.5)

Температура воздуха, $t, ^\circ\text{C}$	Массовая концентрация воздуха в смеси, U_B	Массовая концентрация пара в смеси, U_{Π}	Динамическая вязкость воздуха $\mu_B \cdot 10^6$	Динамическая вязкость пара, $\mu_{\Pi} \cdot 10^6$	Теплопроводность сухого воздуха, $\lambda_B \cdot 10^2, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	Теплопроводность пара, $\lambda_{\Pi} \cdot 10^2, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	Теплопроводность влажного воздуха $\lambda \cdot 10^2, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$
10	0,993	0,007	17,69	9,46	2,5	1,76	2,476
20	0,985	0,014	18,19	9,73	2,58	1,82	2,515
30	0,974	0,026	18,68	10,01	2,65	1,89	2,53
40	0,955	0,045	19,16	10,31	2,72	1,96	2,51
50	0,927	0,073	20,04	10,62	2,79	2,04	2,46

Теплоёмкость смеси газов определяется по формуле [119]

$$C = C_B \cdot U_B + C_{\Pi} \cdot U_{\Pi}, \quad (3.7)$$

где C_B и C_{Π} – соответственно теплоёмкость сухого воздуха и пара, Дж/(кг К).

Используя формулу (3.7), можно определить теплоёмкость влажного воздуха на линии насыщения – таблица 3.4

Как видно из этой таблицы, теплоёмкость влажного воздуха несколько больше теплоёмкости сухого воздуха и может быть принята равной $C=1020$ Дж/(кг·К) с ошибкой не более 2% в реальном диапазоне температур.

В каналах испарительной насадки на поверхности капиллярно-пористой пластины происходит испарение жидкости, причём в дифференциально

тонком слое, непосредственно прилегающем к поверхности пластины, воздух практически всегда насыщен паром. Содержание пара в потоке воздуха меньше, чем у поверхности пластины, поэтому возникает диффузионный поток пара и встречный поток воздуха.

Таблица 3.4. Теплоёмкость сухого воздуха, пара и влажного воздуха на линии насыщения

Температура воздуха $t, ^\circ\text{C}$	Массовая концентрация воздуха в смеси, U_e	Массовая концентрация пара в смеси, U_n	Теплоёмкость сухого воздуха, $C_e, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	Теплоёмкость пара, $C_n, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	Теплоёмкость влажного воздуха $C, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$
10	0,993	0,007	1000	1868	1000,8
20	0,985	0,014	1000	1874	1011,2
30	0,974	0,026	1000	1883	1023,0
40	0,955	0,045	1000	1894	1040,0
50	0,927	0,073	1000	1907	1066,0

Диффузионные потоки J_n и J_v определяются в первую очередь градиентом концентрации (или плотностей) пара и воздуха (концентрационная диффузия). Кроме того, эти потоки могут изменяться под влиянием градиента температуры T (термодиффузия) и градиента давлений смеси P (бародиффузия).

Эффекты бародиффузии на практике обычно совершенно незначительны и могут не приниматься в расчёт. Эффекты термодиффузии в газовых смесях могут оказывать заметное влияние лишь при существенно различной массе молекул компонентов смеси (например, смесь водород-фреон и т.п.), значительных температурных градиентах и средних концентрациях компонентов. На практике все эти условия одновременно выполняются редко [53, 128, 166]. Поэтому, обычно, термодиффузионные эффекты также не рассмат-

риваются и диффузионные потоки представляются в виде закона концентрационной диффузии – закон Фика

$$\begin{aligned} J_v &= -D \cdot \nabla \rho_v \\ J_n &= -D \cdot \nabla \rho_n \end{aligned} \quad (3.8)$$

Этот закон устанавливает пропорциональность потока вещества градиенту концентрации. Знак «минус» указывает на взаимообратную ориентацию векторов градиента и потока вещества. Имеется известная аналогия между законом диффузии Фика и законом теплопроводности Фурье

$$q = \lambda \cdot \text{grad} t. \quad (3.9)$$

где q – вектор плотности теплового потока, Вт/(м).

Для газовых смесей рекомендуется удобная формула [70]

$$D = D_0 \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1+n} \cdot \frac{P_0}{P}, \quad (3.10)$$

где D_0 – коэффициент диффузии при $T_0=273^0\text{K}$ и $P_0=1,01 \cdot 10^5$ Па; показатель n изменяется от 0,6 до 1;

T – текущая температура в ^0K ;

P – давление бинарной смеси.

Для смеси воздуха и пара применяется формула

$$D = D_0 \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1,8} \cdot \frac{P_0}{P}$$

При $P=P_0$ получим следующую зависимость

$$D = 10^{-5} \cdot 2,16 \cdot (1 + t/273)^{1,8}. \quad (3.11)$$

3.2. Уравнения баланса тепла и влаги в водоиспарительных охладителях

В отличие от известных балансовых уравнений при адиабатическом охлаждении воздуха, когда вся энергия, идущая на испарение влаги черпает-

ся из охлаждаемого воздуха, при испарении воды с поверхности пластин водоиспарительного охладителя прямого принципа действия, следует учитывать еще два фактора.

Первым из них является дополнительная энергия, необходимая на испарение воды с поверхности пористой пластины. Эту дополнительную энергию мы будем характеризовать множителем ε к величине

$R = (2500.6 - 2.372 \cdot t_{nm}) \cdot 10^3$ (Дж/кг) - удельной теплоты парообразования по отношению к 1 кг испарившейся воды. Этот множитель является комплексным показателем влияния дополнительных энергозатрат на испарение из пор материала, его пористости, развитости испаряющей поверхности, глубины зоны испарения и т. д. Теоретическое определение этого коэффициента крайне затруднительно, поэтому для каждого конкретного материала он определяется экспериментально из балансовых уравнений.

Вторым фактором является необходимость учета энергии, идущей на нагрев или охлаждение подводимой жидкости до температуры ее испарения.

Охлаждаясь от некоторой температуры $t_{нач}$ до $t_{кон}$, 1 куб. м теряет энергию, равную

$$C_p(t_{нач} - t_{кон}).$$

Эта энергия идет на испарение некоторой массы M жидкости в 1 куб. м воздуха и на подогрев такого же количества жидкости до температуры поверхности испарения:

$$C_{ж}M(t_{ж} - t_{пов}).$$

Таким образом, балансовое уравнение принимает вид:

$$C_p(t_{нач} - t_{кон}) = \varepsilon RM + C_{ж}M(t_{пов} - t_{ж}) = (\varepsilon R + C(t_{пов} - t_{ж}))M.$$

Заметим, что M —это изменение плотности пара воздуха

$$M = \Delta w_{п} = (w_{кон} - w_{нач}) = \varphi_{кон} w_{н}(t_{кон}) - \varphi_{нач} w_{н}(t_{нач}).$$

Окончательно, балансовое уравнение при охлаждение воздуха с поверхности пластин водоиспарительного охладителя прямого принципа действия принимает вид:

$$Cp(t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}}) = (\varepsilon R + C_{\text{ж}}(t_{\text{пов}} - t_{\text{ж}}))[\varphi_{\text{кон}} w_{\text{н}}(t_{\text{кон}}) - \varphi_{\text{нач}} w_{\text{н}}(t_{\text{нач}})]. \quad (3.12)$$

В случае $\varepsilon=1$, $t_{\text{пов}} = t_{\text{ж}}$, а также $t_{\text{кон}}$, при которой воздух полностью насытился влагой, формула (3.12) превращается в формулу определения температуры воздуха по мокрому термометру $t_{\text{м}}$:

$$Cp(t_{\text{нач}} - t_{\text{м}}) = R[w_{\text{н}}(t_{\text{м}}) - \varphi_{\text{нач}} w_{\text{н}}(t_{\text{нач}})]. \quad (3.13)$$

Аппроксимация трехмерного массива, полученного по этой формуле, позволила получить формулу определения температуры воздуха по мокрому термометру в рабочем диапазоне температур:

$$t_{\text{м}} = t_{\text{нач}}(0,51 + 0,685\varphi_{\text{нач}}) - 3,76, \quad (3.14)$$

имеющую относительную погрешность менее 1%.

Отметим, что сравнение формул (3.12) и (3.13) показывает, что в охладителях прямого принципа действия при температуре подводимой жидкости ниже температуры ее испарения, минимально возможная температура воздуха на выходе из него может быть несколько ниже температуры воздуха по мокрому термометру.

Формула (3.12) позволяет определить температуру и относительную влажность воздуха на выходе из охладительной установки в зависимости от входных условий, но не несет информации, каким образом можно достичь этих выходных значений. Кроме того, в эту формулу входит неизвестное значение температуры поверхности испарения. Все это вызывает необходимость математического моделирования процессов тепло–массопереноса в каналах испарительной насадки, чему и посвящен следующий подраздел.

3.3. Моделирование процессов тепло–массопереноса в каналах испарительной насадки прямого принципа действия

Математическая модель тепло–массопереноса в водоиспарительном канале сечения $H=2h$ (Рис 3.1)

описывается известными дифференциальными уравнениями в частных производных параболического типа, описывающими перенос энергии и массы [210, 212, 214, 220, 223, 226, 227, 229]:

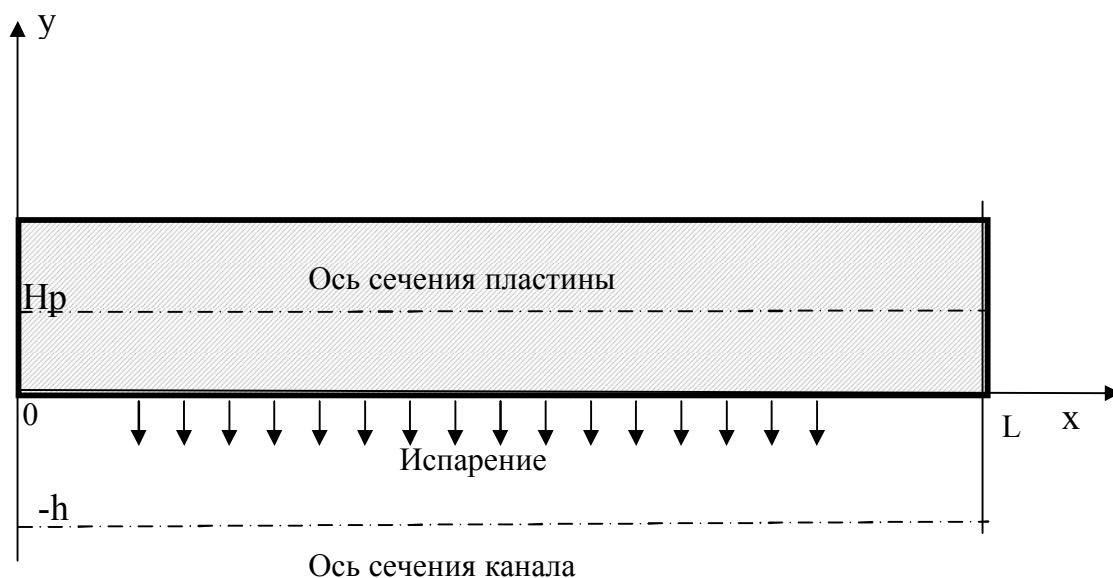


Рисунок 3.2. Фрагмент испарительной насадки

$$\rho \cdot V(x, y) \cdot C \cdot \frac{\partial t}{\partial x} = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \quad (3.15)$$

$$V(x, y) \cdot \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(D \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (3.16)$$

$$w(x, y) = \varphi(x, y) \cdot w_{\text{н}}(t),$$

$$w_{\text{н}}(t) = (0,0004212t^3 + 0,001831t^2 + 0,4195t + 4,727) \cdot 10^{-3} \quad (3.17)$$

где V – скорость воздуха, м/с, которая определялась по формуле для ламинарного режима течения [5], учитывающей гидродинамический начальный участок:

$$V(x, y) = V_{\text{вх}} \left[1,5 - \frac{1,5y^2}{h^2} - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\left(1 - \frac{\cos\left(\frac{g_n y}{h}\right)}{\cos(g_n)} \right) e^{\left(-4 \frac{g_n^2 v x}{v_{\text{вх}} h^2}\right)}}{g_n^2} \right],$$

где g_n - положительные корни уравнения $\text{tg} x = x$, v -кинематическая вязкость воздуха, $\text{м}^2/\text{с}$, h – половина сечения канала, м , $V_{\text{вх}}$ – входная скорость потока воздуха, $\text{м}/\text{с}$.

В силу необходимости определения температуры поверхности пластины, мы добавляем к этим уравнениям уравнение распределения тепла в пластине, которое классифицируется как дифференциальное уравнение в частных производных второго порядка эллиптического типа:

$$\frac{\partial^2 \text{Tp}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \text{Tp}}{\partial y^2} = 0, \quad x \in (0, L), \quad y \in (0, \text{Hp}),$$

Также добавляются условия непроницаемости на торцах пластины:

$$\left. \frac{\partial \text{Tp}}{\partial x} \right|_{x=0} = 0, \quad y \in (0, \text{Hp}), \quad \left. \frac{\partial \text{Tp}}{\partial x} \right|_{x=L} = 0, \quad y \in (0, \text{Hp}),$$

условия четности на оси симметрии канала и пластины:

$$\left. \frac{\partial t}{\partial y} \right|_{y=-h} = 0, \quad \left. \frac{\partial w}{\partial y} \right|_{y=-h} = 0, \quad \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=\text{Hp}} = 0, \quad x \in (0, L),$$

условия сопряжения:

$$t|_{y=0} = \text{Tp}|_{y=0}, \quad x \in (0, L).$$

На поверхности пористой пластины

$$(\varepsilon R + C_{\text{ж}}(t_{\text{пов}} - t_{\text{ж}}))D \frac{\partial W}{\partial y} = \lambda_{\text{пл}} \frac{\partial T_{\text{р}}}{\partial y} - \lambda \frac{\partial t}{\partial y}, \quad y = 0, \quad x \in (0, L),$$

$$D = 10^{-5} \cdot 2,16 \cdot (1 + t/273)^{1,8},$$

$$w|_{y=0} = w_{\text{н}}(t_{\text{пов}}) \quad .$$

Система замыкается начальными условиями на входе в канал:

$$t|_{x=0} = t_{\text{вх}},$$

$$\varphi|_{x=0} = \varphi_{\text{вх}}.$$

В более ранних работах модель тепло–массопереноса реализовывалась методом прогонки для неявных схем конечно–разностных уравнений [218, 224, 228, 234]. Это было возможно за счет того, что входящие в нее уравнения имели параболический тип. Представленная выше модель включает кроме параболических, еще и эллиптические уравнения, что не дает возможности применить указанный метод.

Предлагается следующий метод реализации предложенной математической модели. Разобьем половину сечения канала испарительной насадки длиной L и шириной h соответственно на N_x и на N_y частей [92, 93, 94, 96]. Полученная сетка образует $2(N_x+1)(N_y+1)$ узлов, для которых мы запишем разностные аналоги входящих в модель соотношений.

Аналогично поступим с половиной сечения пластины испарительной насадки длиной L и шириной $H_{\text{р}}$. Узлы мы будем нумеровать целочисленным индексом $j = 0 \dots N_x$ вдоль канала и пластины и $i = 0 \dots N_y$ поперек канала и пластины. Таким образом, получаем $(N_x+1)(N_y+1)$ узлов сетки в пластине с неизвестной ее температурой и $(N_x+1)(N_y+1)$ узлов сетки в канале с неизвестными температурой и плотностью пара. Учитывая, что на входе в канал температура и плотностью пара заданы, получаем

$$3(N_x+1)(N_y+1) - 2N_y = 3N_x N_y + 3N_x + N_y + 3$$

неизвестных.

Величину шага по длине пластины обозначим M_x , а по сечению канала и пластины—соответственно M_y и M_{xy} .

Первая группа конечно–разностных аналогов уравнений переноса в каналах имеет вид:

$$C_p V_{i,j} \frac{t_{i,j+1} - t_{i,j}}{M_x} = \lambda \frac{t_{i+2,j+1} - 2t_{i+1,j+1} + t_{i,j+1}}{M_y^2},$$

$$V_{i,j} \frac{w_{i,j+1} - w_{i,j}}{M_x} = D_{i,j} \frac{w_{i+2,j+1} - 2w_{i+1,j+1} + w_{i,j+1}}{M_y^2},$$

$j=1, \dots, N_x$, $i=1, \dots, N_y-2$, то есть $2 N_x(N_y-1) = 2 N_x N_y - 2 N_x$ уравнений.

Вторая группа конечно–разностных аналогов уравнений распределения тепла в пластине имеет вид:

$$\frac{Tr_{i+1,j} - 2Tr_{i,j} + Tr_{i-1,j}}{M_{xy}^2} = \frac{Tr_{i,j+1} - 2Tr_{i,j} + Tr_{i,j-1}}{M_x^2}$$

$j=1, \dots, N_x-1$, $i=1, \dots, N_y-1$, то есть $(N_x-1)(N_y-1) = N_x N_y - N_x - N_y + 1$ уравнений.

Общее количество уравнений составило:

$$2 N_x N_y - 2 N_x + N_x N_y - N_x - N_y + 1 = 3 N_x N_y - 3 N_x - N_y + 1.$$

Третья группа конечно–разностных аналогов условий четности на осях симметрии канала и пластины имеют вид:

$$t_{0,j} = t_{1,j} \quad j = 1 \dots N_x$$

$$w_{0,j} = w_{1,j} \quad j = 1 \dots N_x$$

$$Tp_{N,j} = Tp_{N-1,j} \quad j = 1 \dots N_x - 1,$$

то есть $3N_x - 1$ уравнений.

Общее количество уравнений составило:

$$3 N_x N_y - 3 N_x - N_y + 1 + 3N_x - 1 = 3 N_x N_y - N_y.$$

Четвертая группа конечно–разностных аналогов условий непроницаемости на торцах пластины имеют вид:

$$Tr_{i,0} = Tr_{i,1} \quad i = 0 \dots N_y - 1$$

$$\text{Tr}_{i,Nx-1} = \text{Tr}_{i,Nx} \quad i = 0 \dots Ny - 1,$$

то есть $2Ny$ уравнений.

Общее количество уравнений составило:

$$3 NxNy - Ny + 2Ny = 3 NxNy + Ny.$$

Пятая группа конечно–разностных аналогов условий на поверхности пластины имеют вид:

$$t_{N,j} = T_{0,j} \quad j = 0 \dots Nx + 1$$

$$(\varepsilon R + C_{\text{ж}} (\text{Tr}_{0,j} - t_{\text{ж}}) \cdot D_{Ny,j} \frac{w_{N,j} - w_{N-1,j}}{My} = \lambda_{\text{пл}} \frac{\text{Tr}_{1,j} - \text{Tr}_{0,j}}{Mpy} - \lambda \frac{t_{N,j} - t_{N-1,j}}{My}$$

$$j = 0 \dots Nx + 1$$

то есть $2 Nx + 2$ уравнений.

Общее количество уравнений составило:

$$3 NxNy + Ny + 2 Nx + 2.$$

Последняя группа конечно–разностных аналогов условия насыщения на поверхности пластины на начальной итерации имеют вид:

$$w_{N,j} = (0,0004212 t_m^3 + 0,001831 t_m^2 + 0,4195 t_m + 4,727) \cdot 10^{-3}, \quad j = 0 \dots Nx,$$

где t_m – температура входного воздуха по мокрому термометру.

При дальнейших итерациях используется формула

$$w_{N,j} = (0,0004212 t_{N,j}^3 + 0,001831 t_{N,j}^2 + 0,4195 t_{N,j} + 4,727) \cdot 10^{-3}, \quad j = 0 \dots Nx,$$

где $t_{N,j}$ определяется из решения системы в предыдущей итерации.

Таким образом, добавляются еще $Nx + 1$ уравнений.

Общее количество уравнений составило:

$$3 NxNy + Ny + 2 Nx + 2 + Nx + 1,$$

то есть $3 NxNy + Ny + 3 Nx + 3$, что соответствует количеству неизвестных в системы конечно–разностных линейных уравнений.

Современные математические пакеты в состоянии решить такую систему достаточно большой размерности.

Алгоритм реализации данной модели состоит в следующем.

На первом шаге значение коэффициента диффузии вычисляется по формуле (3.11) при температуре входного воздуха, а значение плотности насыщенного пара по формуле (3.2) при температуре входного воздуха по мокрому термометру. Решается система уравнений и определяется поле температур и плотностей пара в узловых точках сетки. Затем по найденному полю температур в каждом узле вычисляются значения коэффициента диффузии, а на поверхности пластины—значение плотности насыщенного пара, и система решается заново. Данный итерационный процесс завершается, когда температура на выходе из охладителя отличается от аналогичной температуры в предыдущей итерации менее чем на $0,1^{\circ}\text{C}$.

Реализация этого алгоритма показала, что увеличение числа уравнений в системе не приводит к какому либо ощутимому увеличению точности вычислений [83, 86, 97, 98, 235, 236]. Например, при $N_y=20$, а $N_x=40$ мы получаем 2543 уравнения с этим же количеством неизвестных, а при $N_y=10$, а $N_x=20$ мы получаем 673 уравнения с этим же количеством неизвестных. Разница в значениях температуры на выходе из охладителя при этом менее $0,01^{\circ}\text{C}$.

На рис. 3.3 показано поле температур обрабатываемого воздуха в насадке длиной 0.3 м с каналами сечения 2 мм при входной температуре 30° и входной относительной влажности 40%. Светлым тоном показаны значения более высокой температуры, а темным—более низкой. Расчеты произведены при решении 2543 уравнений при $N_y=20$, а $N_x=40$. На рис. 3.4 показан график изменения температуры обрабатываемого воздуха по длине канала в насадке с этими параметрами.

Результаты расчетов по предложенной модели позволяют выявить ряд количественных и качественных характеристик процесса охлаждения воздуха в установках прямого принципа действия.

На рис. 3.5 показаны зависимости изменения температуры обрабатываемого воздуха по длине канала в насадке при различных относительных влажностях входного воздуха. Как видно из этого графика, глубина охлажде-

ния существенно зависит от этого фактора. Так при $\phi=50\%$ она составляет $8,15\text{ }^{\circ}\text{C}$, при $\phi=40\%$ она составляет $10,05\text{ }^{\circ}\text{C}$, а при $\phi=30\%$ – $12,1\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Рисунок 3.3. Поле температур в половине сечения канала

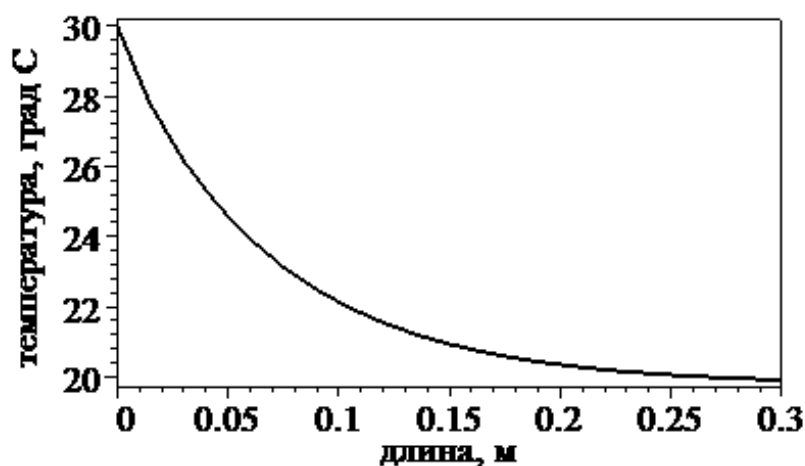


Рисунок 3.4. Зависимость температуры воздуха от длины насадки.

$$V=3\text{ м/с}, H=2\text{ мм}.$$

Следующим параметром, который существенно влияет на эффективность работы охладителя, является сечение каналов. На рис 3.6 показаны зависимости изменения температуры обрабатываемого воздуха по длине канала в насадке длиной 0,4 м при различных сечениях каналов.

Как видно из этого графика, снижение сечения канала испарительной насадки резко увеличивает интенсивность процесса охлаждения воздуха, хотя требует определенных технологических трудностей и, как это будет показано ниже, значительно увеличивает аэродинамическое сопротивление охладительных установок, тем самым снижая расход воздуха и, как следствие, холодопроизводительность системы охлаждения.

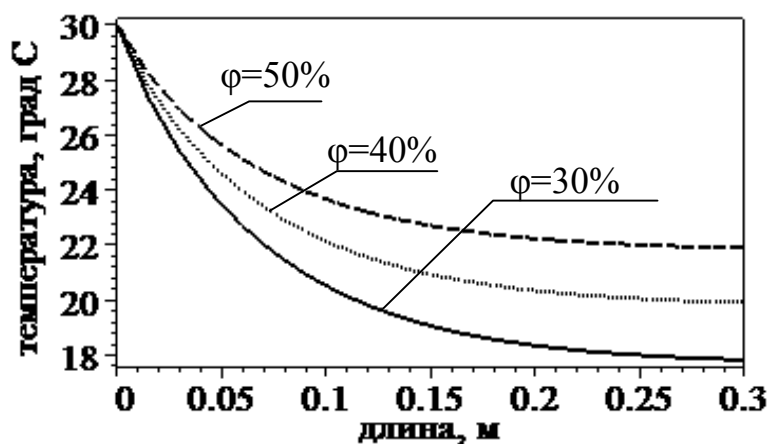


Рисунок 3.5. Зависимость температуры воздуха от длины насадки при различных относительных влажностях входного воздуха.

$V=3\text{ м/с}$, $H=2\text{ мм}$.

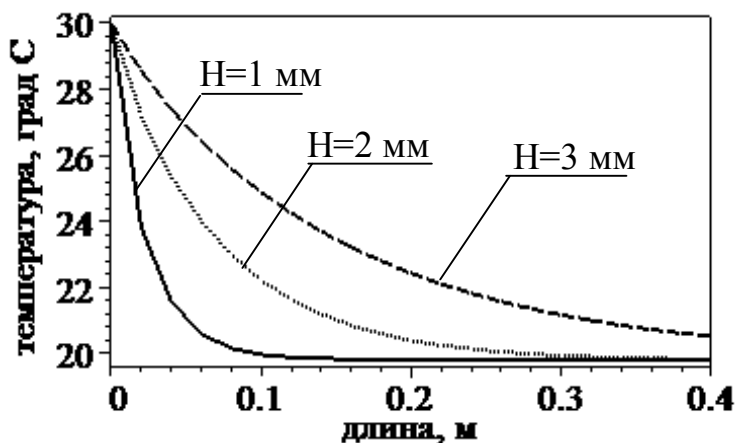


Рисунок 3.6. Зависимость температуры воздуха от длины насадки при различных сечениях канала H . $V=3\text{ м/с}$, $\varphi_{\text{вх}}=40\%$.

Еще одним параметром, влияющим на работу охладителя, является скорость движения воздуха. На рис 3.7 и 3.8 показаны зависимости изменения температуры и относительной влажности обрабатываемого воздуха по длине канала в насадке длиной 0,4 м при различных его скоростях.

Как видно из этих графиков, увеличение скорости воздуха ведет к необходимости увеличения длины насадки. Этот факт особенно хорошо прослеживается на рис. 3.8, из которого видно, что при скорости 2 м/с относительная влажность обрабатываемого воздуха достигает значения 98% на дли-

не канала 0,25 м, т.е. длину испарительной насадки можно изготавливать такого размера. При скорости 4 м/с относительная влажность обрабатываемого воздуха достигает значения 98% на длине канала 0,4 м, что также дает рекомендации о длине испарительной насадки. При скорости 6 м/с относительная влажность достигает значения 94,5% на длине канала 0,4 м, что показывает необходимость удлинять испарительные каналы.

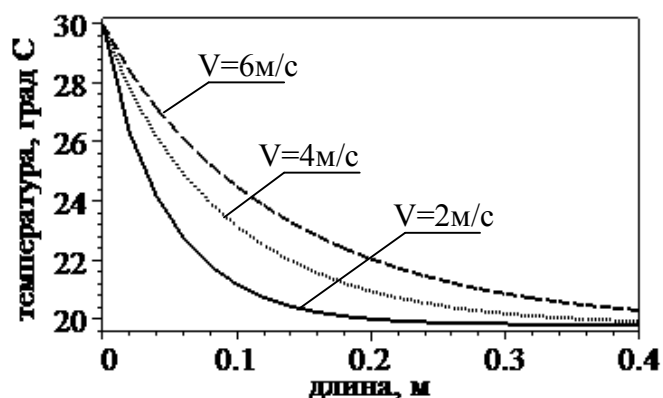


Рисунок 3.7. Зависимость температуры воздуха от длины насадки при различных скоростях воздуха. $H=2\text{ мм}$, $\phi_{\text{вх}}=40\%$.

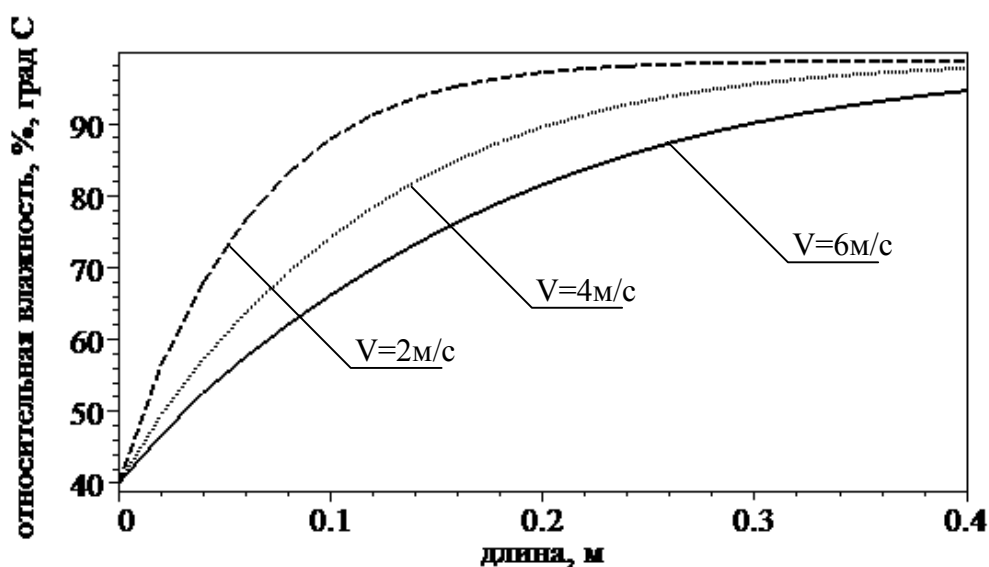


Рисунок 3.8. Зависимость относительной влажности воздуха от длины насадки при различных скоростях воздуха. $H=2\text{ мм}$, $T_{\text{вх}}=30\text{ }^{\circ}\text{С}$.

Перейдем теперь к вопросу о значениях температуры поверхности пластины при различных режимах работы охладителя.

На рис 3.9 показаны Зависимость температуры воздуха и температуры поверхности пластины от длины насадки при различных скоростях воздуха.

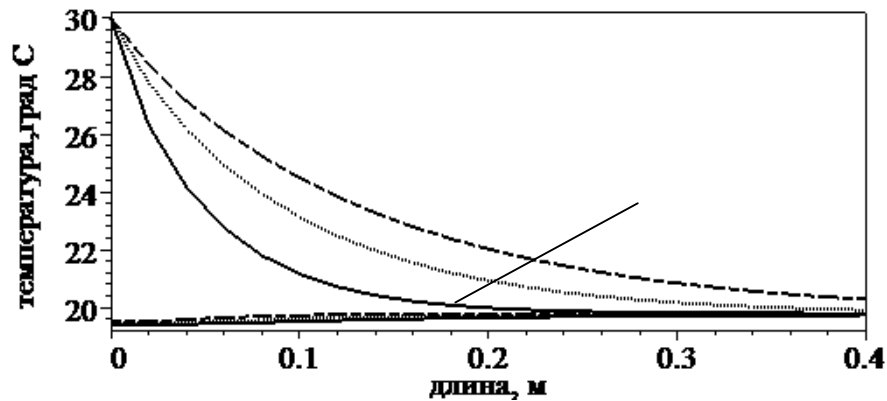


Рисунок 3.9. Зависимость температуры воздуха и температуры поверхности пластины от длины насадки при различных скоростях воздуха.

$$H=2 \text{ мм}, \varphi_{\text{вх}}=40\%.$$

Как видно из этого рисунка, температура поверхности пластины (три практически слившиеся горизонтальные прямые) не зависит от скорости обрабатываемого воздуха. Но самое главное в том, что эта температура практически не меняется по длине пластины и равна $\approx 19,7^{\circ}\text{C}$ при $t_{\text{вх}} = 30^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{\text{вх}} = 40\%$.

На рис. 3.10 показаны температуры поверхностей пластины при различных входных температурах: $\approx 15,8^{\circ}\text{C}$ при $t_{\text{вх}} = 25^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{\text{вх}} = 40\%$; $\approx 19,7^{\circ}\text{C}$ при $t_{\text{вх}} = 30^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{\text{вх}} = 40\%$; $\approx 27,52^{\circ}\text{C}$ при $t_{\text{вх}} = 40^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{\text{вх}} = 40\%$.

В связи с этим мы попытаемся получить удобную в инженерных расчетах формулу для определения температуры воздуха в испарительной насадке прямого принципа действия.

Проинтегрируем уравнение (1) в направлении y от 0 до h

$$\int_0^h \rho \cdot V(x, y) \cdot C \cdot \frac{\partial t}{\partial x} dy = \int_0^h \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right) dy,$$

где h — половина сечения канала.

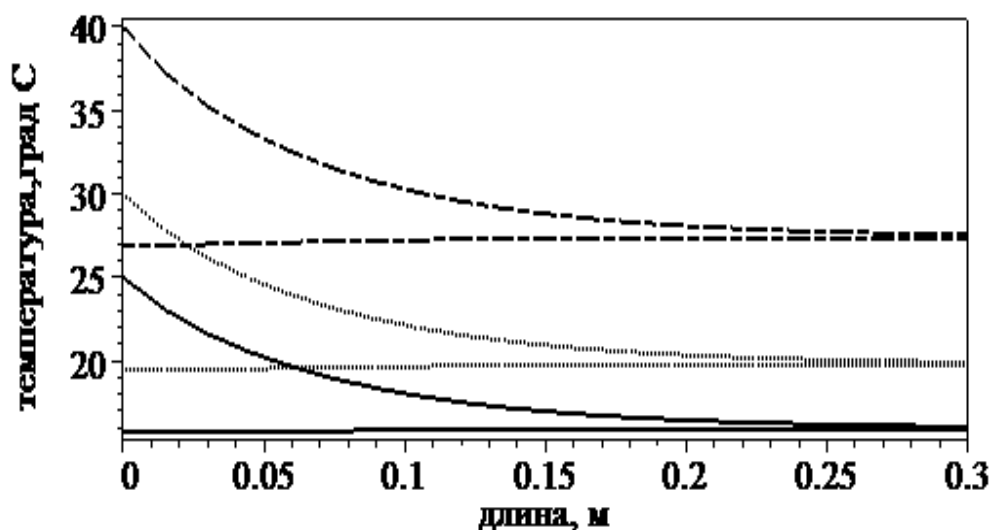


Рисунок 3.10. Зависимость температуры поверхности пластины от температуры входного воздуха. $H=2$ мм, $\phi_{\text{вх}}=40\%$.

Тогда $\rho C \frac{\partial}{\partial x} \int_0^h V(x, y) \cdot t \cdot dy = \lambda \frac{\partial t}{\partial y} \Big|_0$. Учитывая условие «прилипания»:

$V|_{y=0} = 0$, известное определение среднерасходной температуры

$T = \frac{1}{hV_{\text{cp}}} \int_0^h V(x, y) \cdot t \cdot dy$, условие четности температурного потока на оси сим-

метрии канала, получаем $\rho C V_{\text{cp}} h \frac{dT}{dx} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \Big|_{y=0}$, или

$$\rho C V h \frac{dT}{dx} = J, \quad (3.18)$$

где $V = V_{\text{cp}}$, а J – плотность теплового потока, которую можно определить согласно закону Ньютона-Рихмана:

$$J = \alpha (t_{\text{пов}} - T). \quad (3.19)$$

Здесь α – коэффициент теплоотдачи, $t_{\text{пов}}$ – температура поверхности пластины.

Последние два равенства дают обыкновенное дифференциальное уравнение:

$$\rho C V h \frac{dT}{dx} = \alpha (t_{\text{пов}} - T). \quad (3.20)$$

Многочисленные вычисления показывают, что температуры поверхности пластины при прямом охлаждении совпадают с минимально возможными температурами, полученными из формулы (3.12) при подводе воды, равной температуре поверхности испарения.

В таблице 3.5 приведены значения минимально возможных температур обрабатываемого воздуха при различных начальных температурах и относительных влажностях при $\varepsilon = 1,2$. Аппроксимация данного трехмерного массива позволила получить удобную в расчетах формулу:

$$t_{\min} = t_{\text{нач}}(0,471 + 0,00717\varphi_{\text{нач}}) - 3,372, \quad (3.21)$$

ошибка которой не превышает одного процента.

Перейдем теперь к определению коэффициента теплоотдачи α . Как показали многочисленные результаты реализации модели прямого охлаждения, этот коэффициент резко уменьшается на начальном участке, а затем стабилизируется на некотором вполне определенном значении, не зависящем от скорости движения воздуха.

На рис. 3.11 и 3.12 показаны зависимости изменения коэффициента теплоотдачи от длины пластины при различных скоростях движения воздуха в каналах разного сечения. Отметим, что коэффициент теплоотдачи стабилизируется на значении

$\alpha_{\text{пред}} = \frac{\text{Nu}_{\text{пред}} \cdot \lambda}{H}$, где $\text{Nu}_{\text{пред}} = 3,777$ – предельное значение критерия Нуссельта при обычной теплоотдаче в плоских каналах [53, 119].

Среднее значение критерия Нуссельта, полученное с помощью осреднения значений коэффициента теплоотдачи, принимает значение 4. Таким

образом, мы принимаем в уравнении (3.20) $\alpha = \frac{4 \cdot \lambda}{H}$. Тогда

$$\rho C V \frac{H}{2} \frac{dT}{dx} = \frac{4\lambda}{H} (t_{\text{пов}} - T), \text{ или } \rho C V \frac{dT}{dx} = \frac{8\lambda}{H^2} (t_{\text{пов}} - T)$$

Таким образом, температура воздуха в каналах определяется решением следующей задачи Коши:

$$\rho CV \frac{dT}{dx} = \frac{8\lambda}{H^2} (t_{\text{пов}} - T),$$

$$T|_{x=0} = t_{\text{нач}}, \quad (3.22)$$

$$t_{\text{пов}} = t_{\text{нач}}(0,471 + 0,00717\varphi_{\text{нач}}) - 3,372.$$

Представляя дифференциальное уравнение из (3.22) в виде

$$\frac{dT}{t_{\text{пов}} - T} = \frac{8\lambda}{\rho CV H^2} dx, \text{ после интегрирования получаем}$$

$$\ln(T - t_{\text{пов}}) = -\frac{8\lambda}{\rho CV H^2} x + \ln C_1, \text{ или } \ln\left(\frac{T - t_{\text{пов}}}{C_1}\right) = -\frac{8\lambda}{\rho CV H^2} x.$$

Таблица 3.5. Минимально возможная температура охлаждения

$t_{\text{нач}}^{\circ}\text{C}$	$\varphi_{\text{нач}}, \%$	$t_{\text{min}}^{\circ}\text{C}$
25	30	13,7
	40	15,6
	50	17,5
	60	19,2
	70	20,8
30	30	17,2
	40	19,5
	50	21,6
	60	23,5
35	20	18
	30	20,7
	40	23,3
	50	25,6
40	20	21
	30	24,2
	40	27,1
	50	29,7

Потенцируя, получаем $T - t_{\text{пов}} = C_1 \cdot e^{-\frac{8\lambda}{\rho C V H^2} x}$, где C_1 – постоянная интегрирования. Использование начального условия из (3.22) дает аналитическую формулу для определения температуры воздуха в каналах охладителя:

$$T = t_{\text{пов}} + (t_{\text{нач}} - t_{\text{пов}}) \cdot e^{-\frac{8\lambda}{\rho C V H^2} x} \quad (3.23)$$

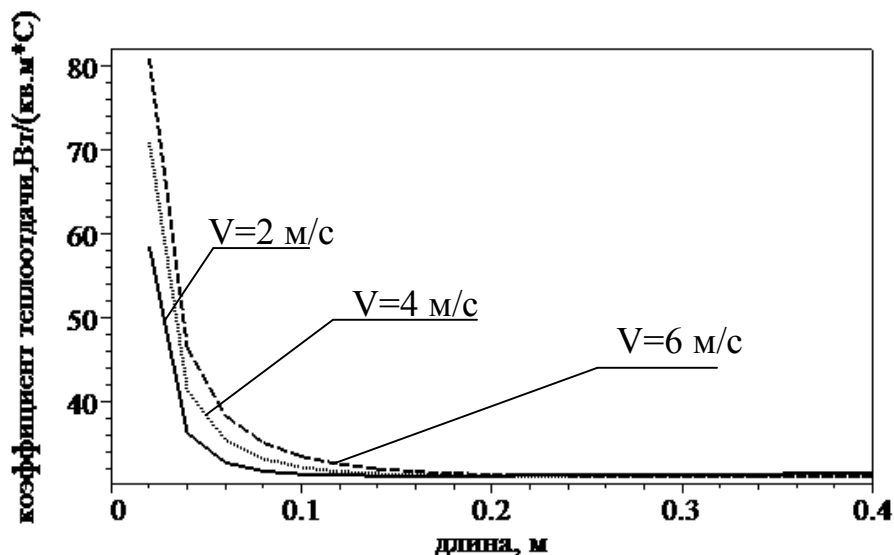


Рисунок 3.11. Изменение коэффициента теплоотдачи по длине пластины при различных скоростях воздуха. $H=3$ мм.

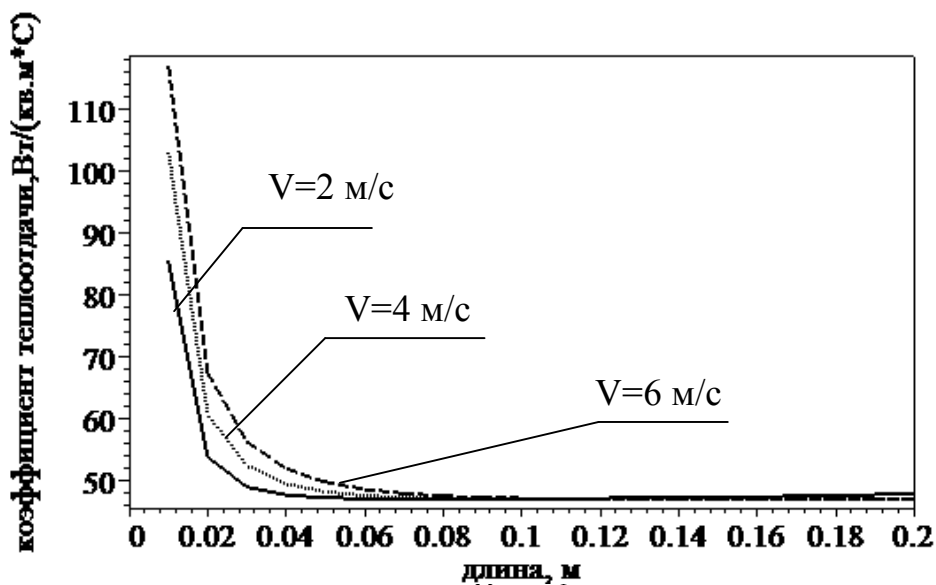


Рисунок 3.12. Изменение коэффициента теплоотдачи по длине пластины при различных скоростях воздуха. $H=2$ мм.

На рис. 3.13 показано сравнение результатов расчетов по полной модели (сплошная линия) и по формуле (3.23) (штриховая линия).

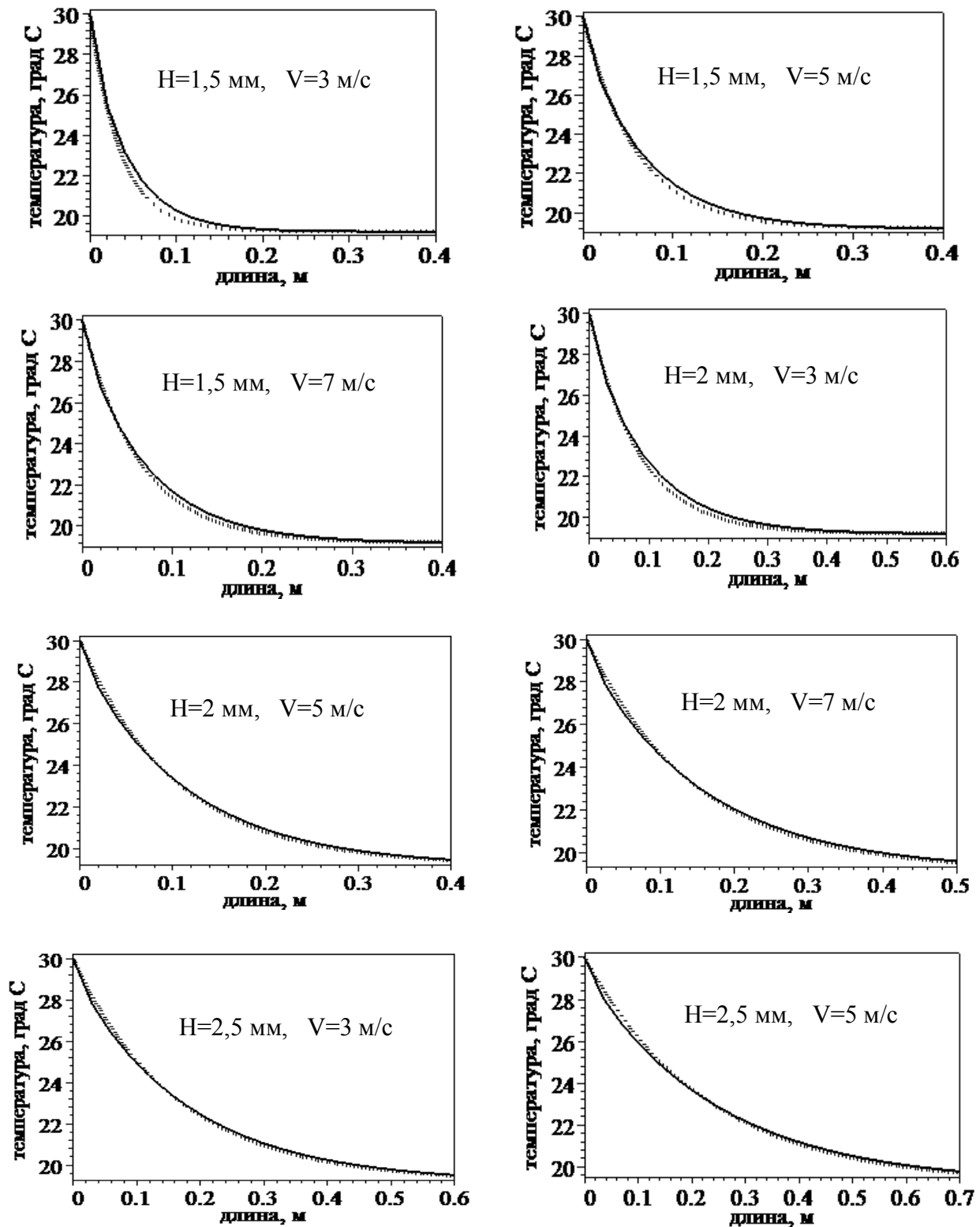


Рисунок 3.13. Сравнение результатов расчетов по полной модели (сплошная линия) и по формуле (3.23) (штриховая линия)

Как видно из этих графиков, результаты расчетов практически совпадают, что говорит о возможности использования указанной формулы при инженерных расчетах.

3.4. Моделирование процессов тепло–массопереноса в каналах испарительной насадки косвенного принципа действия

Как уже отмечалось выше, в отличие от случая прямого испарения, когда длина насадки ограничивается той величиной, при которой парогазовый поток полностью насыщается паром, в случае косвенного испарения следует еще учитывать инерцию поперечной теплопередачи, скорость которой обуславливается термосопротивлением пластин испарительной насадки.

Учитывая, что энергия, идущая на испарение воды, берется теперь не только от увлажняемого, но и от «сухого» воздуха, балансовое уравнение при охлаждении воздуха с поверхности пластин водоиспарительного охладителя косвенного принципа действия принимает вид:

$$C_c G_c \rho (t_{нач,c} - t_{кон,c}) + C G \rho (t_{нач} - t_{кон}) = G (\epsilon R + C_{ж} (t_{пов} - t_{ж})) \cdot [\varphi_{кон} w_H (t_{кон}) - \varphi_{нач} w_H (t_{нач})],$$

где индекс «с» показывает, что значение параметра относится к «сухому» воздуху. Обозначая через k отношение расхода «сухого» воздуха G_c к расходу «мокрого» G приходим к балансовому уравнению вида:

$$C_c k \rho (t_{нач,c} - t_{кон,c}) + C \rho (t_{нач} - t_{кон}) = (\epsilon R + C_{ж} (t_{пов} - t_{ж})) \cdot [\varphi_{кон} w_H (t_{кон}) - \varphi_{нач} w_H (t_{нач})]. \quad (3.24)$$

Из этого уравнения следует, что глубина охлаждения «сухого» воздуха существенно зависит от характера перераспределения потоков.

Анализируя способ охлаждения воздуха по модели косвенного испарения, становится очевидным, что в этом случае оптимальной конструкцией является та, в которой воздух основного потока принимает на выходе из воздухоохладителя температуру $t_{кон,c}$, равную температуре на выходе из «мокрых» каналов $t_{кон}$, при этом вспомогательный поток полностью насыщается

паром, т.е. $\phi_{\text{кон}} = 1$. Если входные температуры воздуха равны, то, пренебрегая незначительной разницей теплоемкостей «сухого» и «мокрого» воздуха, для оптимальной конструкции модели косвенного испарения балансовое уравнение имеет вид:

$$(k+1)C_p(t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}}) = (\epsilon R + C_{\text{ж}}(t_{\text{пов}} - t_{\text{ж}})) [w_{\text{н}}(t_{\text{кон}}) - \phi_{\text{нач}} w_{\text{н}}(t_{\text{нач}})]. \quad (3.25)$$

При $k=0$ мы приходим к балансовому уравнению (3.12) для прямого охлаждения. Очевидно, что если $k = 0$, то есть практически весь поток воздуха идет по мокрым каналам, глубина охлаждения будет стремиться к максимальной, так как температура воздуха на выходе из охладителя будет стремиться к минимально возможной температуре при прямом охлаждении. На рис. 3.14 представлена зависимость минимально возможной температуры «сухого» воздуха от коэффициента перераспределения потоков k при $T_{\text{вх}}=30$ °C, $\phi_{\text{вх}}=40\%$.

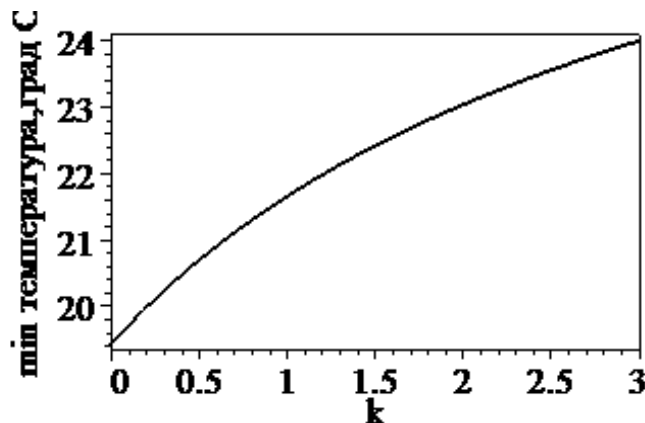


Рисунок 3.14. Зависимость минимально возможной температуры «сухого» воздуха от коэффициента k . $T_{\text{вх}}=30$ °C, $\phi_{\text{вх}}=40\%$.

Холодопроизводительность при косвенном способе охлаждения определяется по формуле:

$$Q = C_c G_c \rho (t_{\text{нач,с}} - t_{\text{кон,с}}). \quad (3.26)$$

Как видно из рис 3.14, при увеличении k глубина охлаждения будет уменьшаться, но холодопроизводительность - увеличиваться. При дальнейшем увеличении k , то есть в случае полного распределения общего потока в пользу основного, глубина охлаждения стремится к нулю, а следовательно, к нулю будет стремиться и холодопроизводительность установки. Отсюда

очевидно, что оптимальному распределению потоков соответствует наличие максимальной холодопроизводительности [81, 100, 102].

При фиксированном общем потоке $G_{\text{общ}} = G_c + G = G_c + G_c / k$, откуда

$$G_c = \frac{k}{k+1} G_{\text{общ}}.$$

Тогда условная холодопроизводительность может быть определена по формуле:

$$Q_{\text{усл}} = \frac{Q}{C_c G_{\text{общ}} \rho} = \frac{k}{k+1} (t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}}). \quad (3.27)$$

Совместные расчеты по формулам (3.25) и (3.27) при температуре подводящей жидкости, равной температуре испарения показали, что максимальная холодопроизводительность установки в зависимости от входных температур и влажностей воздуха достигается при различных коэффициентах перераспределения потоков: $k \approx 1,95$ в диапазоне входных температур от 25°C до 30°C; $k \approx 2,05$ в диапазоне входных температур от 30°C до 35°C; $k \approx 2,2$ в диапазоне входных температур от 35°C до 40°C; $k \approx 2,4$ в диапазоне входных температур от 40°C до 45°C. На рис. (3.15) приведены зависимости коэффициента перераспределения потоков от входных температур и влажностей воздуха (большее значение коэффициента при одной и той же температуре соответствует большей влажности воздуха).

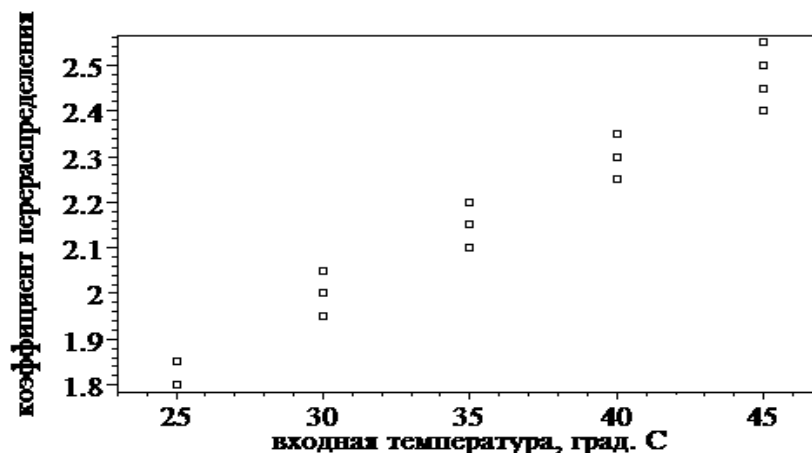


Рисунок 3.15. Зависимость коэффициента перераспределения потоков от входных температур и влажностей воздуха.

На рис. 3.16 приведены зависимости коэффициента перераспределения потоков от входных температур при относительной влажности воздуха 40% (средней по рис. 3.15). Как видно из этого графика, значение указанного коэффициента можно аппроксимировать линейной зависимостью:

$$k = 0,0315t_{вх} + 1,04. \quad (3.28)$$

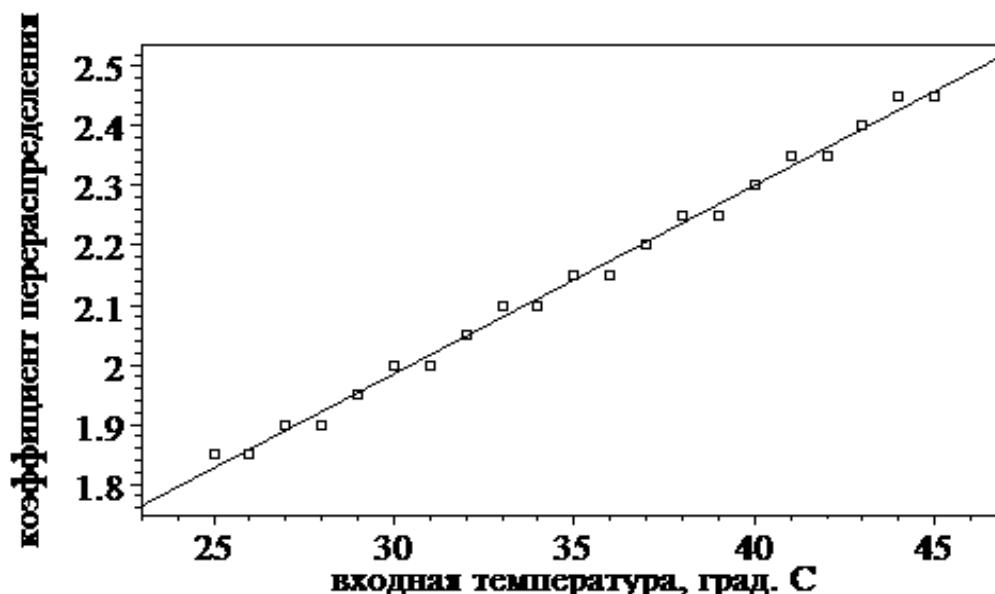


Рисунок 3.16. Зависимость коэффициента перераспределения потоков от температуры входного воздуха.

В отличие от прямого охлаждения в случае моделирования процессов косвенного охлаждения следует учитывать поперечное термосопротивления испарительных пластин и тот факт, что ось симметрии пластины не является в ней осью симметрии температурного поля.

Каналы испарительной насадки при косвенном охлаждении делятся на две качественно разные группы (Рис. 3.17). К первой группе относятся «мокрые» каналы, по которым проходит вспомогательный поток воздуха температуры t , контактирующий с влажными поверхностями капиллярно-пористых пластин. Этот поток насыщается парами испарившейся воды и затем выбрасывается за границы охлаждаемого объема, имея температуру $t_{вых}$ и относительную влажность $\phi_{вых}$. Вторая группа - «сухие» каналы, по которым проходит основной поток воздуха температуры T . Эти каналы за-

щищены от капиллярно-пористых пластин водонепроницаемой пленкой (показана темной линией) и не контактируют с водой. Основной поток воздуха проходит по каналам, не меняя своего влагосодержания и направляется в охлаждаемый объем, имея температуру $t_{\text{вых}}$.

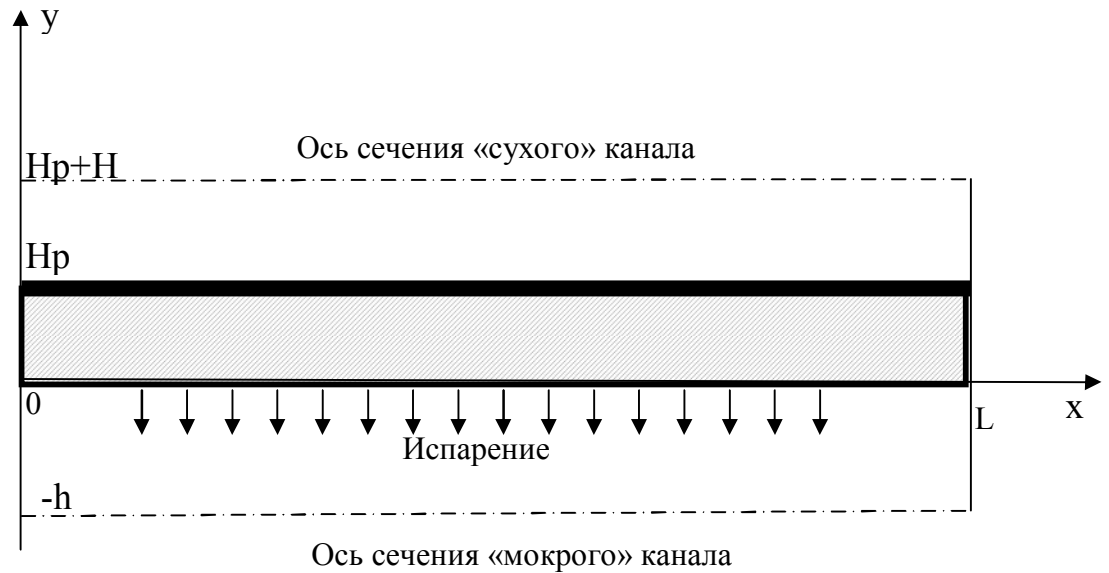


Рисунок 3.17. Фрагмент испарительной насадки

Математическая модель процесса тепло-массопереноса состоит из следующих составляющих:

уравнений энергии в каналах:

$$\rho \cdot V_c(x, y) \cdot C_c \cdot \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_c(T) \frac{\partial T}{\partial y} \right), \quad x \in (0, L), y \in (H_p, H_p + H),$$

$$\rho \cdot V(x, y) \cdot C \cdot \frac{\partial t}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda(t) \frac{\partial t}{\partial y} \right), \quad x \in (0, L), y \in (-h, 0),$$

уравнения переноса массы в «мокром» канале:

$$V(x, y) \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(D(t) \frac{\partial w}{\partial y} \right), \quad x \in (0, L), y \in (-h, 0),$$

уравнения распределения температуры в пластине

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} = 0, \quad x \in (0, L), \quad y \in (0, H_p),$$

ВХОДНЫХ УСЛОВИЙ: $t|_{x=0} = t_{вх}, \varphi_{x=0} = \varphi_{вх}, \quad y \in (-h, 0),$

$T|_{x=0} = T_{вх}, \quad y \in (H_p, H_p + H)$ – в случае прямотока и

$T|_{x=L} = T_{вх}, \quad y \in (H_p, H_p + H)$ – в случае противотока,

условий четности на осях симметрии каналов

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=H_p+H} = 0, \quad x \in (0, L), \quad \left. \frac{\partial t}{\partial y} \right|_{y=-h} = 0, \quad x \in (0, L),$$

$$\left. \frac{\partial w}{\partial y} \right|_{y=-h} = 0, \quad x \in (0, L),$$

условий непроницаемости на торцах пластины

$$\left. \frac{\partial T_p}{\partial x} \right|_{x=0} = 0, \quad y \in (0, H_p), \quad \left. \frac{\partial T_p}{\partial x} \right|_{x=L} = 0, \quad y \in (0, H_p),$$

условий сопряжения:

$$T|_{y=H_p} = T_p|_{y=H_p}, \quad x \in (0, L), \quad t|_{y=0} = T_p|_{y=0}, \quad x \in (0, L),$$

$$\lambda_c(T) \frac{\partial T}{\partial y} = \lambda_{пл} \frac{\partial T_p}{\partial y}, \quad y = H_p, \quad x \in (0, L),$$

$$\varepsilon R(t) D \frac{\partial w}{\partial y} = \lambda_{пл} \frac{\partial T_p}{\partial y} - \lambda \frac{\partial t}{\partial y}, \quad y = 0, \quad x \in (0, L),$$

$$D = 10^{-5} \cdot 2,16 \cdot (1 + t/273)^{1,8},$$

$$\lambda_c = 0,01 \cdot (2,44 + 0,007 \cdot T),$$

$$w(x, y) = \varphi(x, y) \cdot w_n(t),$$

$$w_n(t) = (0,0004212t^3 + 0,001831t^2 + 0,4195t + 4,727) \cdot 10^{-3}.$$

Для реализации этой математической модели разобьем сечение пластины, а так же половины сечения «мокрого» канала шириной h и «сухого» канала шириной H испарительной насадки длиной L и соответственно на N_x и на N_y частей. Полученная сетка образует $2(N_x+1)(N_y+1)$ узлов, для которых мы запишем разностные аналоги входящих в модель соотношений.

Аналогично поступим с половиной сечения пластины испарительной насадки длиной L и шириной H_p . Узлы мы будем нумеровать целочисленным индексом $j = 0 \dots N_x$ вдоль канала и пластины и $i = 0 \dots N_y$ поперек канала и пластины. Таким образом, получаем $(N_x+1)(N_y+1)$ узлов сетки в пластине с неизвестной ее температурой и $(N_x+1)(N_y+1)$ узлов сетки в канале с неизвестными температурой и плотностью пара. Учитывая, что на входе в «мокрый» канал температура и плотностью пара заданы, а на входе в «сухой» канал задана температура, получаем

$$4(N_x+1)(N_y+1) - 3N_y = 4N_x N_y + 4N_x + N_y + 4$$

неизвестных.

Величину шага по длине пластины обозначим M_x , а по сечению канала и пластин—соответственно M_y и M_{py} .

Далее, так же, как и для прямого охлаждения составляются группы конечно-разностных аналогов входящих в предложенную выше модель уравнений.

Алгоритм реализации данной модели состоит в следующем.

На первом шаге значение коэффициента диффузии вычисляется по формуле (3.11) при температуре входного воздуха, значение коэффициента теплопроводности принимается $\lambda_c = 0,01 \cdot 2,5$, а значение плотности насыщенного пара по формуле (3.2) при температуре входного воздуха по мокрому термометру. Решается система уравнений и определяется поле температур и

плотностей пара в узловых точках сетки. Затем по найденному полю температур в каждом узле вычисляются значения коэффициентов теплопроводности и диффузии, а на поверхности пластины—значение плотности насыщенного пара, и система решается заново. Данный итерационный процесс завершается, когда температура на выходе из охладителя отличается от аналогичной температуры в предыдущей итерации менее чем на 0,1 %.

На рис.3.18а) и 3.18б) показаны поле и графики зависимости температур «мокрого» и «сухого» воздуха от длины насадки. На этом и следующих рисунках сплошной линией изображается температура «сухого» воздуха, а пунктирной—«мокрого».

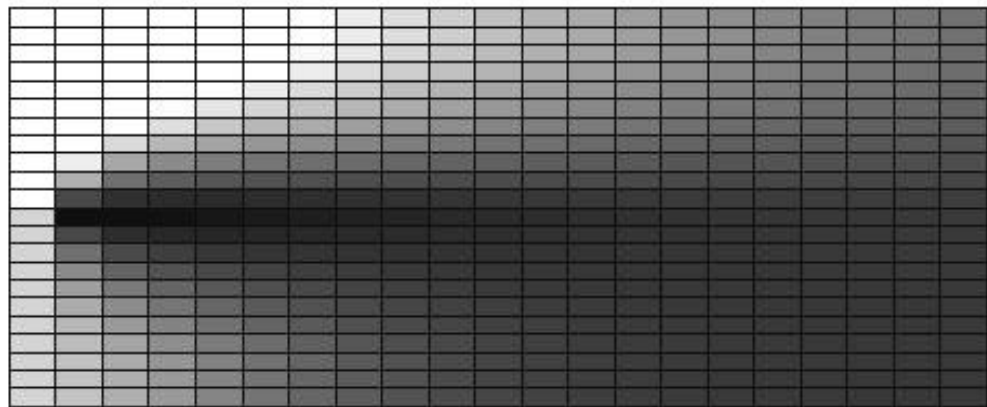


Рисунок 3.18а) Поле температур в «сухом» и «мокроем» каналах

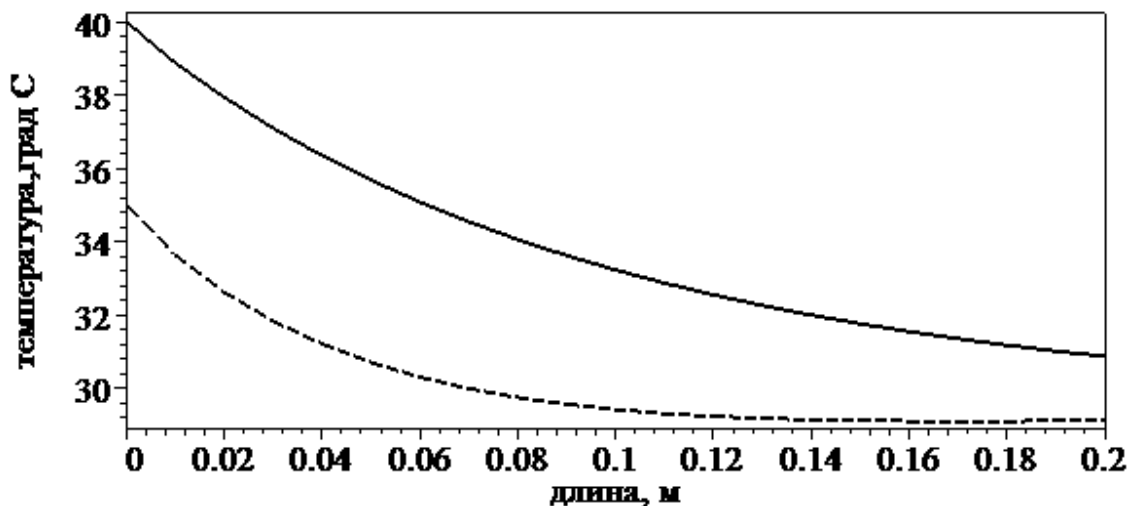


Рисунок 3.18б) Зависимость температур воздуха от длины насадки при

$$V_c=5, V=2,5, H=2, h=2 \text{ мм}, k=2, \varphi_{\text{вх}}=40\%.$$

Из рис. 3.18б) видно, что существенную роль при таком способе охлаждения является инерция падения температуры «сухого» воздуха вследствие теплопередачи через испарительную пластину.

На рис. 3.19 показана динамика изменения температур «мокрого» и «сухого» воздуха от длины насадки при различных коэффициентах теплопроводности пластины.

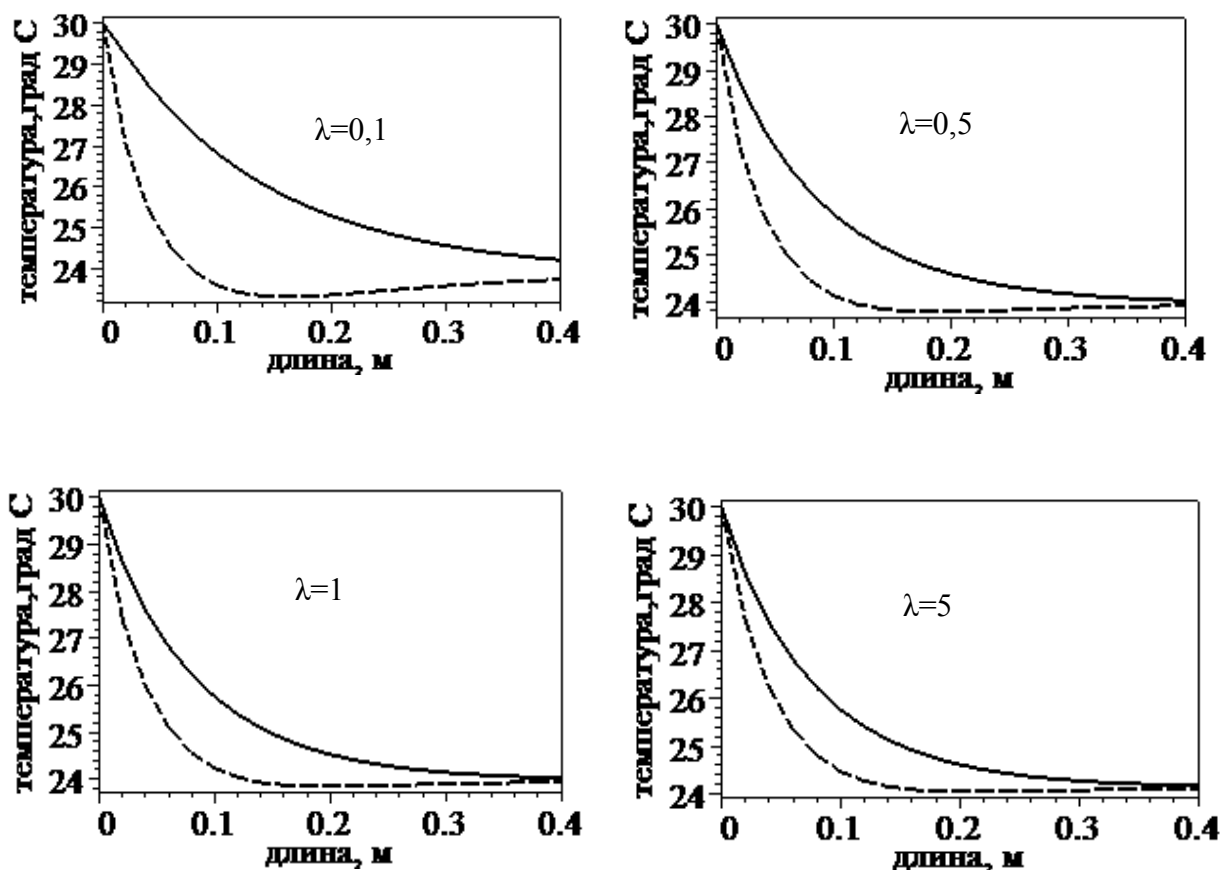


Рисунок 3.19 Зависимость температур воздуха от длины насадки при различных коэффициентах теплопроводности пластины. $V_c=4$, $V=2$, $H=2$, $h=2$ мм, $k=2$, $\phi_{вх}=40\%$.

Как видно из этих графиков динамика изменения температуры «сухого» воздуха существенно зависит от коэффициента теплопроводности пластины. В случае противоточного косвенного охлаждения необходимо два вентиляторных блока для перемещения потоков воздуха, с помощью которых легче осуществлять их необходимое перераспределение. На рис. 3.20 показано сравнение работы прямоточного и противоточного косвенного охладителя при одинаковых входных условиях и геометрических параметрах насадки.

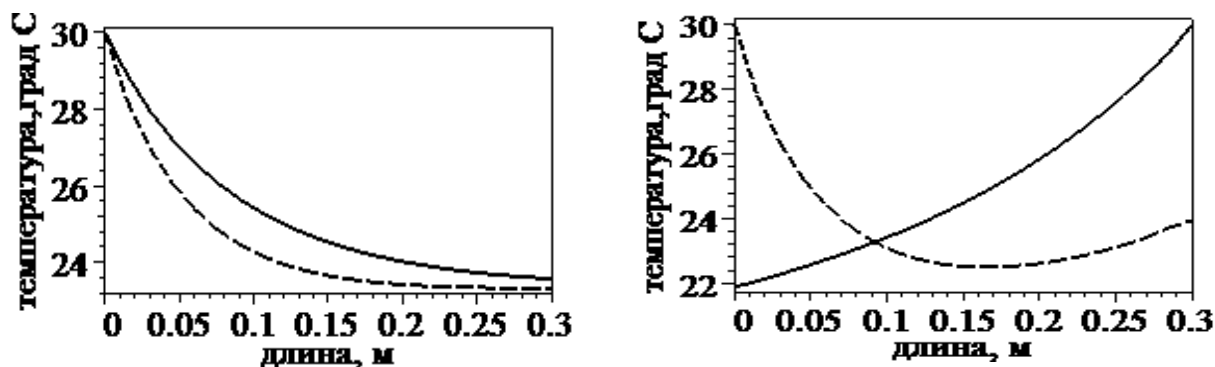


Рисунок 3.20 Зависимость изменения температур воздуха от длины насадки при прямотоке и противотоке. $V_c=4$, $V=2,66$, $H=2$, $h=2$ мм, $k=1,5$, $\varphi_{вх}=40\%$.

Как видно из графиков, глубина охлаждения при противотоке на два градуса больше, чем при прямотоке, что говорит о преимуществах противоточных теплообменников.

Попытки получения какой-либо аналитической формулы для определения динамики изменения температур воздуха в испарительной насадке даже для прямоточного косвенника не привели к положительным результатам. Реализация модели тепло-массопереноса показала, что в случае разных скоростей потоков воздуха температура пластин по длине теплообменника изменяется, что не дает возможность определения коэффициента теплоотдачи из известных критериальных зависимостей. По результатам решения были вычислены локальные значения указанных коэффициентов, анализ которых показал их зависимость не только от продольной координаты, но и от кинематики сопряженного потока.

3.5. Моделирование процессов теплообмена в каналах пластинчатых теплообменников

Под пластинчатыми рекуперативными теплообменниками понимаются установки с плоскими каналами, разделенными пластинами. По каналам проходят потоки жидкости или газа, имеющие разные температуры. Теплообмен происходит за счет конвекции и теплопередачу через пластины. Если потоки направлены в одну сторону, то теплообменник называется прямоточным, если в противоположные стороны – противоточным.

Уже на основании общего принципа работы пластинчатого теплообменника можно сделать заключение о некоторых его особенностях, весьма важных для практики. Малая толщина пластин и параллельная расстановка с малыми промежутками между пластинами позволяет разместить в пространстве рабочую поверхность теплообменника достаточно компактно.

Классический подход к расчету эффективности работы теплообменников базируется на уравнениях баланса тепла, в которые входят коэффициенты теплопередачи. Этот подход имеет свои слабые стороны.

Во-первых, в выражении коэффициентов теплопередачи входят коэффициенты теплоотдачи, численные значения которых достаточно трудно определить. Как было показано в работе [51,55,128], коэффициенты теплоотдачи зависят от физических параметров жидкости или газа, характера их движения, форм и размеров каналов теплообменника. Кроме того, эти коэффициенты могут меняться по длине канала.

Во-вторых, с целью более точных расчетов в ряде случаев следует учитывать продольную теплопроводность пластин теплообменника.

Рассмотрим горизонтальное сечение фрагмента теплообменника (Рис. 3.21)

Математическая модель процесса теплопереноса состоит из следующих составляющих:

уравнений энергии в каналах:

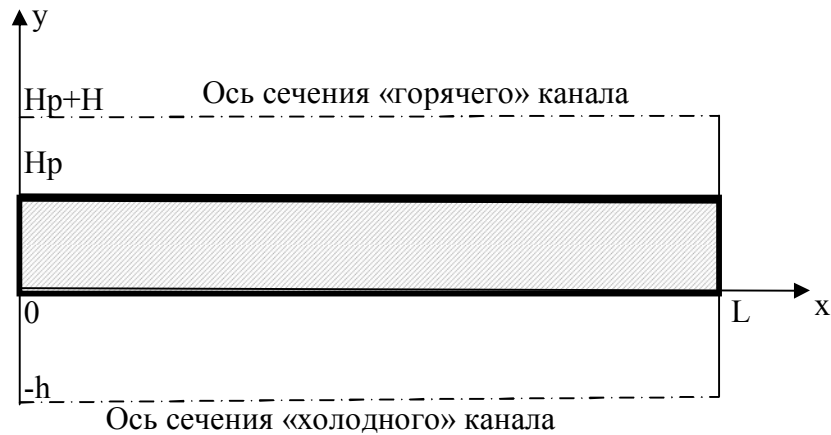


Рисунок 3.21 Фрагмент насадки

$$\rho \cdot V_T(x, y) \cdot C \cdot \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial y} \right), \quad x \in (0, L), y \in (Hp, Hp + H),$$

(в случае противотока скорость принимается со знаком «минус»),

$$\rho \cdot V_t(x, y) \cdot C \cdot \frac{\partial t}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda(t) \frac{\partial t}{\partial y} \right), \quad x \in (0, L), y \in (-h, 0),$$

уравнения распределения температуры в пластине

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} = 0, \quad x \in (0, L), y \in (0, Hp),$$

входных условий: $t|_{x=0} = t_{\text{вх}}, \varphi_{x=0} = \varphi_{\text{вх}}, \quad y \in (-h, 0),$

$T|_{x=0} = T_{\text{вх}}, y \in (Hp, Hp + H)$ —в случае прямотока и

$T|_{x=L} = T_{\text{вх}}, y \in (Hp, Hp + H)$ —в случае противотока,

условий четности на осях симметрии каналов

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=H_p+H} = 0, \quad x \in (0, L), \quad \left. \frac{\partial t}{\partial y} \right|_{y=-h} = 0, \quad x \in (0, L),$$

условий непроницаемости на торцах пластины

$$\left. \frac{\partial Tp}{\partial x} \right|_{x=0} = 0, \quad y \in (0, Hp), \quad \left. \frac{\partial Tp}{\partial x} \right|_{x=L} = 0, \quad y \in (0, Hp),$$

условий сопряжения:

$$T|_{y=H_p} = Tp|_{y=H_p}, \quad x \in (0, L), \quad t|_{y=0} = Tp|_{y=0}, \quad x \in (0, L),$$

$$\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial y} = \lambda_{пл}(Tp) \frac{\partial Tp}{\partial y}, \quad y = Hp, \quad x \in (0, L),$$

$$\lambda_{пл}(Tp) \frac{\partial Tp}{\partial y} = \lambda(t) \frac{\partial t}{\partial y}, \quad y = 0, \quad x \in (0, L).$$

Поступая аналогично предыдущему, составляем систему линейных уравнений, построенную на основе конечно–разностных аналогов дифференциальных уравнений системы.

Нами был построен разностный аналог представленной выше модели на сетке с N_x шагами по длине каналов, N_y шагами по сечению каналов, $N_y/2+1$ шагами по сечению пластины. На первом шаге коэффициент теплопроводности вычислялся по приведенной выше формуле при среднеарифметической входных температур. При $N_x=40$ и $N_y=10$ было получено 1168 конечно–разностных алгебраических линейных уравнений. После первого шага решения этой системы в каждой точке сетки уточнялся коэффициент теплопроводности, и система решалась заново. Данный итерационный процесс завершался, когда относительная погрешность по температурам на выходе из теплообменника в настоящей и предыдущих итерациях становилась менее 0,5%.

На рис. 3.22 и 3.23 показаны поле и графики среднерасходных температур в прямоточном теплообменнике длиной 0,2 м, сечениями каналов 2 мм, сечением пластины 1 мм и температурами на входе соответственно 100°С и 0°С. Канал, по которому движется воздух, имеющий более высокую температуру, назван на графиках «горячим», а другой канал—«холодным». Скорости воздушных потоков принимались равными 3 м/с. Более светлым тонам соответствует более высокая температура.

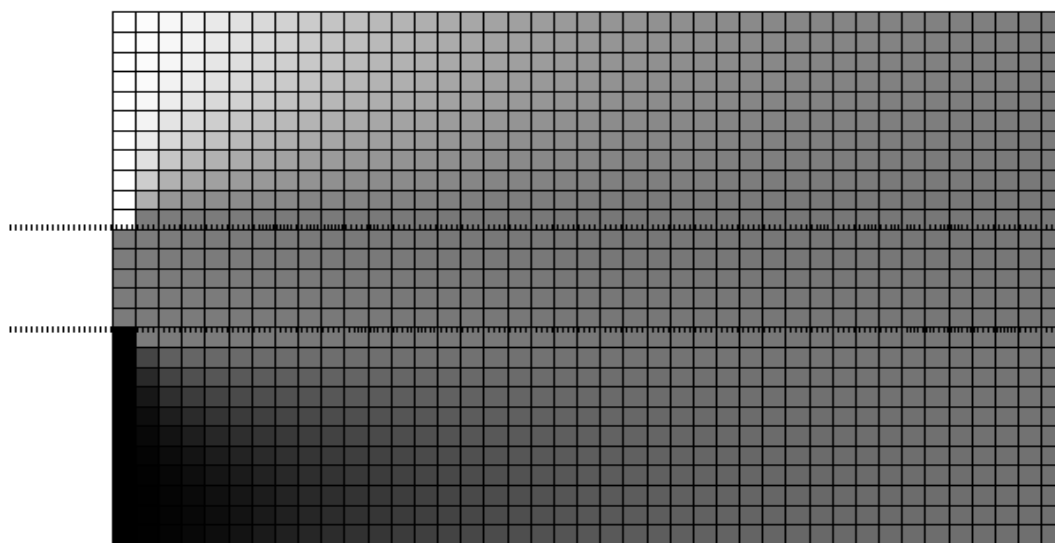


Рисунок 3.22 Поле температур (прямоток)

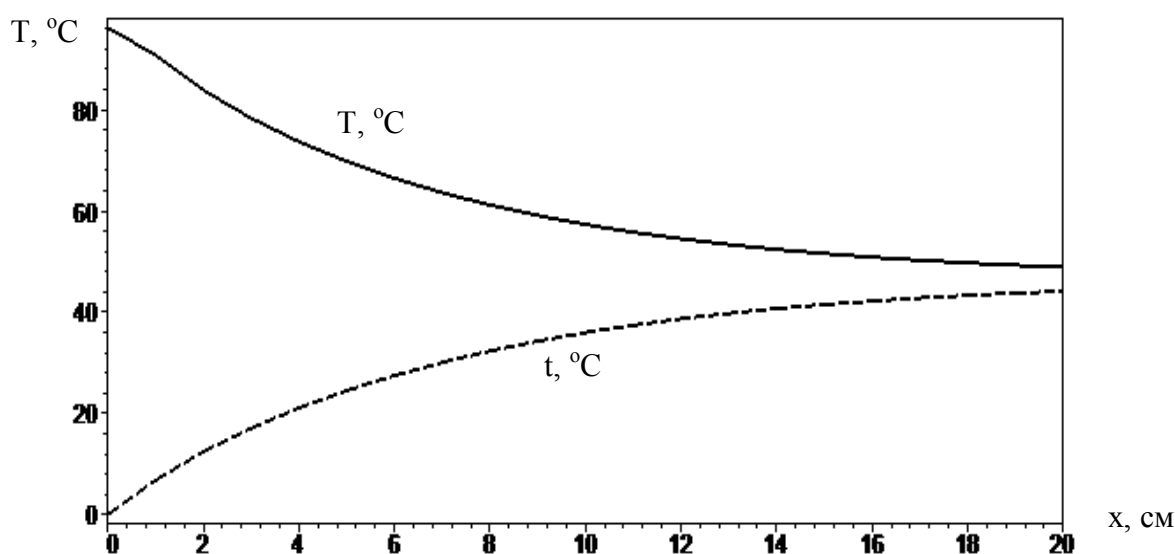


Рисунок 3.23 Графики температур (прямоток)

Глубина охлаждения «горячего» воздуха составила 51,1°C.

На рис. 3.24 и 3.25 показаны поле и графики среднерасходных температур в противоточном теплообменнике с теми же параметрами

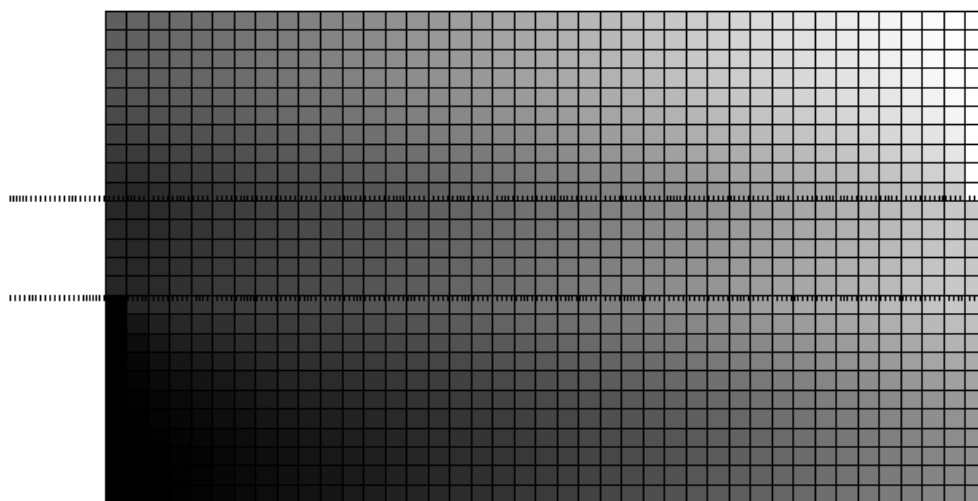


Рисунок 3.24 Поле температур (противоток)

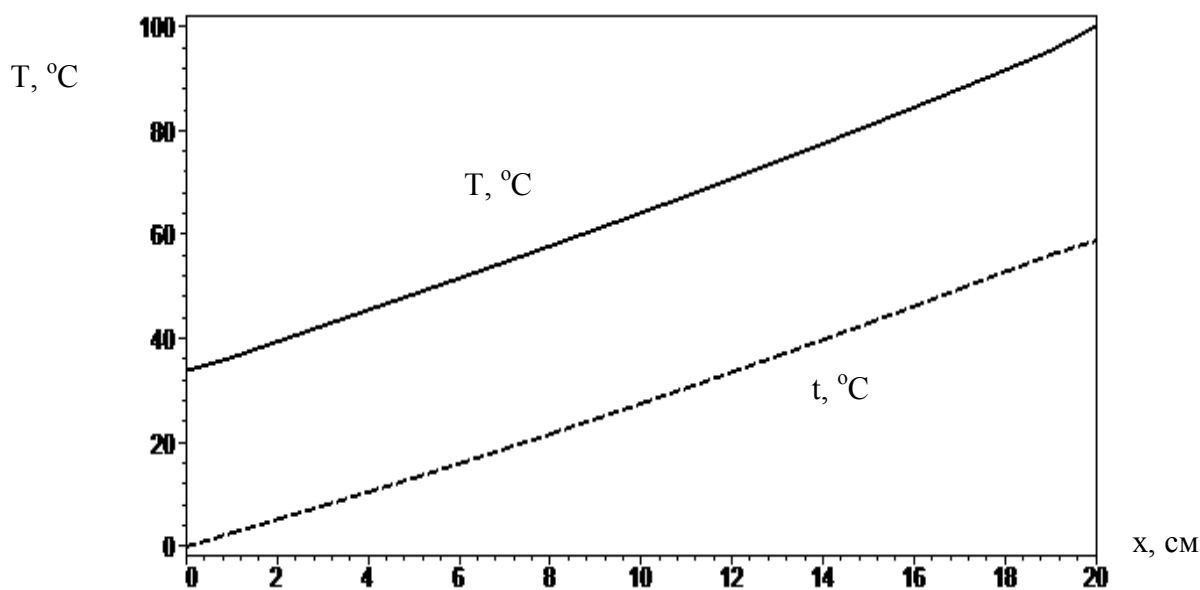


Рисунок 3.25 Графики температур (противоток)

Глубина охлаждения «горячего» воздуха составила 66,9°C.

Результаты вычислений подтверждают хорошо известный факт о более эффективном теплообмене в случае противоточного режима течения.

Учет продольной теплопроводности в рассматриваемой модели пока-

зал так же, что при достаточно высоких продольных градиентах температур пластин увеличение коэффициента теплопроводности приводит к снижению эффективности работы теплообменника. Такая ситуация складывается в случае противоточной конструкции, а так же при разных скоростях потоков в прямоточном теплообменнике.

При рассмотренных выше параметрах противоточного теплообменника наибольшая глубина охлаждения составила 66,9 °С при $\lambda_{пл}=5$ Вт/м/град, а, к примеру, при $\lambda_{пл}=200$ Вт/м/град–всего 61,3 °С

Кроме того, реализация модели теплообмена показала, что в случае разных скоростей потоков температура пластин по длине теплообменника изменяется, что не дает возможность определения коэффициента теплоотдачи из известных критериальных зависимостей.

3.6. Выводы

1. Предложены математические модели процессов тепло–массопереноса в испарительных насадках прямого и косвенного принципа действия, так же в пластинчатых теплообменниках, включающие дифференциальные уравнения в частных производных эллиптического типа, описывающие стационарное поле распределения температурного поля в пластинах, а так же соответствующие начальные и граничные условия и условия сопряжения температур и тепловых потоков.
2. При изучении косвенно–испарительного охлаждения моделирование физических процессов с привлечением коэффициентов теплопередачи встречает ряд трудностей, так как в их выражении входят коэффициенты теплоотдачи, значение которых определить достаточно сложно. Расчеты показали, что они зависят не только от сечения каналов, но и от продольной координаты и от скоростей потоков воздуха.
3. С целью избежания ряда упрощений и допущений в качестве метода реализации представленных моделей используется решение алгебраических систем конечно–разностных аналогов уравнений, входящих в соответствующие математические модели.
4. Представленные модели и методы их реализации позволяют определять температуры потоков воздуха по длине охладителей в зависимости от температурно-влажностных параметров приточного воздуха, что дает возможность выбора геометрических параметров теплообменных насадок.
5. Обоснована возможность получения аналитического решения задачи описания процессов тепло–массопереноса в охладителях прямого принципа действия, на основании чего выведена удобная для инженерных расчетов формула для определения температуры воздуха в каналах испарительной насадки.
6. Установлено, что при достаточно высоких продольных градиентах

температур пластин увеличение коэффициента теплопроводности приводит к снижению эффективности работы теплообменника. Такая ситуация складывается в случае противоточной конструкции, а так же при разных скоростях потоков в прямоточном теплообменнике.

РАЗДЕЛ 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАСТИНЧАТЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ. СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.

4.1. Программа исследования

Проведенные теоретические исследования показывают возможность достаточно эффективной работы водоиспарительных охладителей как прямого, так и косвенного принципов действия в птицеводческих помещениях, оборудованных механической системой вентиляции. Заявленная глубина охлаждения пластинчатых водоиспарительных охладителей в 10 – 12 градусов Цельсия значительно повысит холодопроизводительность проектируемых охладителей в сравнении с существующими образцами, работающими на ячеистых орошаемых матах.

Кроме того теоретические исследования дают серьезный повод надеяться на то, что пластинчатые теплообменники позволят весьма рационально использовать тепло, удаляемое из помещений в холодное время года, на нагрев подаваемого в помещение свежего воздуха.

Очевидно, что построенные математические модели и полученные с их помощью выводы и заключения требуют глубокой и продуманной практической проверки. К тому же необходимо изучить физические свойства бумагоподобного материала, применяемого для изготовления пластин водоиспарительных охладителей. В частности требуют практической оценки такие показатели как влагоемкость и коэффициент энергетической добавки. Оба оказывают решающее влияние на работу водоиспарительных охладителей и могут быть выявлены только экспериментальным путем.

В этой связи был изготовлен ряд лабораторных образцов водоиспарительных охладителей прямого принципа действия. Подвод воды в рассматриваемых опытных установках осуществлялся верхним орошением. При изготовлении варьировались значения длины охладителей и ширины их каналов.

Для практического изучения процессов теплопереноса в пластинчатых теплообменниках изготовлены несколько образцов с различными геометрическими параметрами.

Исследования велись в нескольких направлениях: подтверждение адекватности полученных математических моделей тепломассопереноса в каналах водоиспарительных охладителей, теплопереноса в каналах теплообменников и изучение физических свойств бумагоподобного материала.

В этой связи программа проведенных исследований предусматривала решение следующих задач:

1. Определение зависимости глубины охлаждения от входной температуры воздуха.
2. Определение зависимости глубины охлаждения от относительной влажности входного воздуха.
3. Оценка влияния ширины каналов охладителя на эффективность охлаждения воздуха.
4. Определение влияния расхода воздуха на глубину охлаждения.
5. Обоснование адекватности построенной математической модели тепломассопереноса в каналах охладителя водоиспарительного типа прямого принципа действия.
6. Изучение физических свойств бумагоподобного материала, определяющим его влагоемкость.
7. Изучение физических свойств бумагоподобного материала, определяющим его коэффициент энергетической добавки.
8. Оценка работы прямоточного и противоточного пластинчатого теплообменника при различных входных параметрах входного воздуха.
9. Обоснование адекватности построенной математической модели теплопереноса в каналах пластинчатого теплообменника.

При выполнении программы исследований использованы рекомендации к проведению лабораторных испытаний, изложенные в работах [54, 104, 177].

4.2. Объекты исследований и применяемое оборудование при изучении работы водоиспарительных охладителей.

Для решения поставленных задач экспериментального исследования в лаборатории кафедры высшей математики и теоретической механики Воронежского государственного агроуниверситета им. императора Петра I был разработан и изготовлен ряд моделей водоиспарительного охладителя прямого принципа действия с верхним подводом воды.

Выбор параметров охладителя осуществлен с использованием результатов теоретических исследований. При изготовлении опытных образцов использованы результаты, полученные при построении алгоритма оптимизации геометрических параметров.

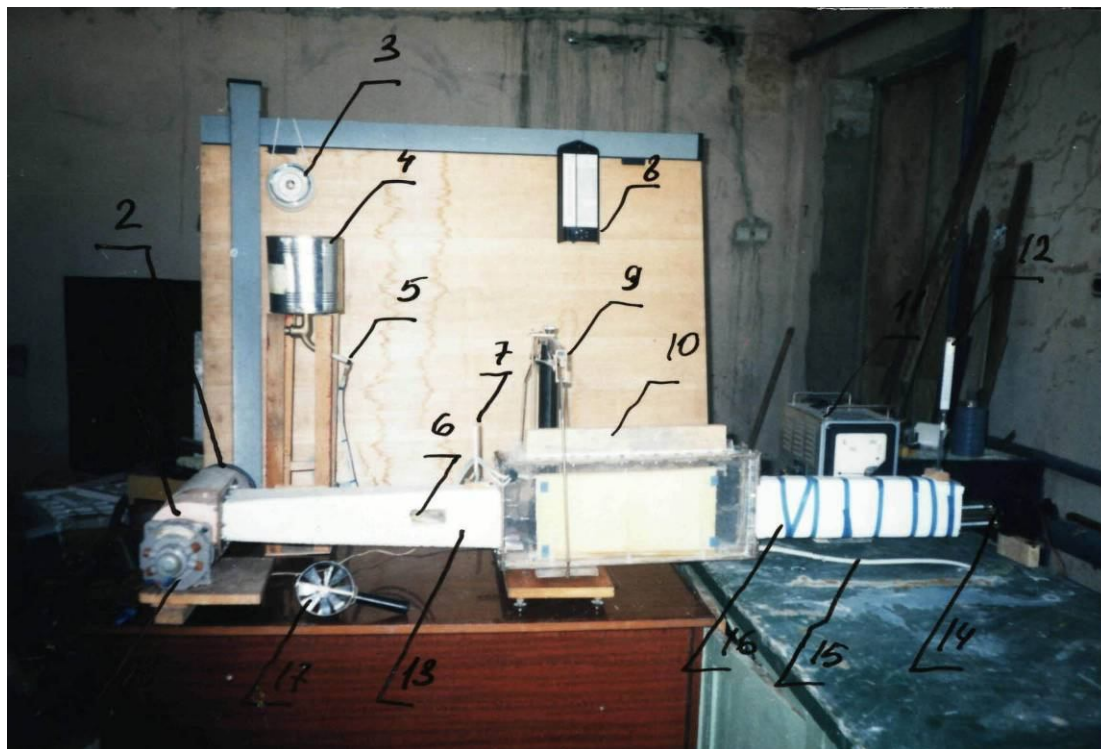
Для первого этапа исследований была создана лабораторная установка, в основе которой был фрагмент прямого водоиспарительного охладителя (рис. 5.1). Для подачи воздуха в каналы охладителя установка оборудована центробежным вентилятором, обеспечивающим расход воздуха 100 – 300 м³/час. Для выравнивания потока воздуха на входе и на выходе из охладительного блока смонтированы выравнивающие воздухопроводы. Изменение объема подаваемого воздуха осуществлялось регулированием частоты вращения вентилятора.

Для подогрева входного воздуха использовали нагревательный элемент с закрытой спиралью. Его мощность устанавливалась при помощи автотрансформатора.

Вода на пластины подается нижним орошением из поддона, в который поступает из специального резервуара по трубам.

Охладитель представляет собой блок капиллярно-пористых пластин, образующих каналы воздуховодного тракта. Пластиковые проставки, обеспечивающие необходимые размеры каналов одновременно служат для связывания пластин между собой. Жидкость, поднимаясь по пластинам за счет капиллярного эффекта, испаряется в поток проходящего по каналам воздуха.

Измерение температур проводилось ртутными термометрами марки ТМ 6-1 перед входом и после выхода из насадки, соответственно в конце выравнивающего воздуховода на входе и в начале воздуховода на выходе.



1 – вентилятор; 2 – нагреватель; 3 – барометр; 4 – резервуар для воды; 5 – шланги для подачи воды в поддон охладителя; 6 – контрольное отверстие; 7, 12 – термометры; 8 – гигрометр; 9 – весы; 10 – испарительный блок; 11 – трансформатор; 13, 16 – выравнивающие воздуховоды; 14 – психрометр; 15 – шланг для отвода воды; 17 – анемометр; 18 – электродвигатель.

Рисунок 4.1 Лабораторная установка прямого охлаждения

Для измерения относительной влажности воздуха, подаваемого в охладительный блок, отверстия корпуса выравнивающего воздуховода разместили психрометр марки МВ-4М. Диапазон измерения температур по сухому и мокрому термометру у данного прибора составлял от -10 до $+40^{\circ}\text{C}$. При этом диапазон измерения относительной влажности лежит в пределах от 10 до 100%. При измерении относительной влажности воздуха на выходе из ох-

ладителя использовался аналогичный прибор, который располагался в отверстии выходного выравнивающего трубопровода.

С целью определения объема воздуха, подаваемого в испарительную насадку, измеряли его скорость на входе в охладитель. Измерения проводили крыльчатым анемометром марки АСО – 3. Диапазон измерения скоростей для направленного воздушного потока при температуре от -10 до +50°C таким прибором лежит в пределах от 0,3 до 5,0 м/с. Погрешность измерения составляет $\pm(0,1+0,05 \cdot V)$ м/с. Чувствительность крыльчатой части анемометра не превышает 0,2 м/с.

Учитывая полученные значения скоростей, расход воздуха определяли по формуле:

$$G = 3600 \cdot f \cdot V, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (4.1)$$

где f – площадь поперечного живого (открытого) сечения, в котором определяется скорость воздуха м^2 ; V – скорость воздуха в измеряемом потоке, м/с.

Контроль температурно-влажностных параметров окружающей среды осуществлялся перед каждым опытом. С этой целью применялись психрометрический гигрометр ВИТ-2, а также барометр 3 ЛДБ-2-1БК-5.

Во избежание подмеса уличного воздуха в обрабатываемый поток, а также для выравнивания показателей температуры, относительной влажности и скорости воздуха до и после охладителя размеры воздухопроводов по длине принимались не менее $4d$, где d – эквивалентный диаметр насадки, который определяется по формуле:

$$d = \frac{4 \cdot F}{P}, \quad (4.2)$$

где F – площадь поперечного сечения насадки, м^2 ;

P – периметр насадки, м.

С целью минимизации теплотерь через стенки насадки в окружающую среду, ее периметр изолировали пористым полипропиленом с низкой теплопроводностью.

Следующим шагом было изготовление корпусов водоиспарительных охладителей из ячеистого полихлорвинила (рис. 4.2.).

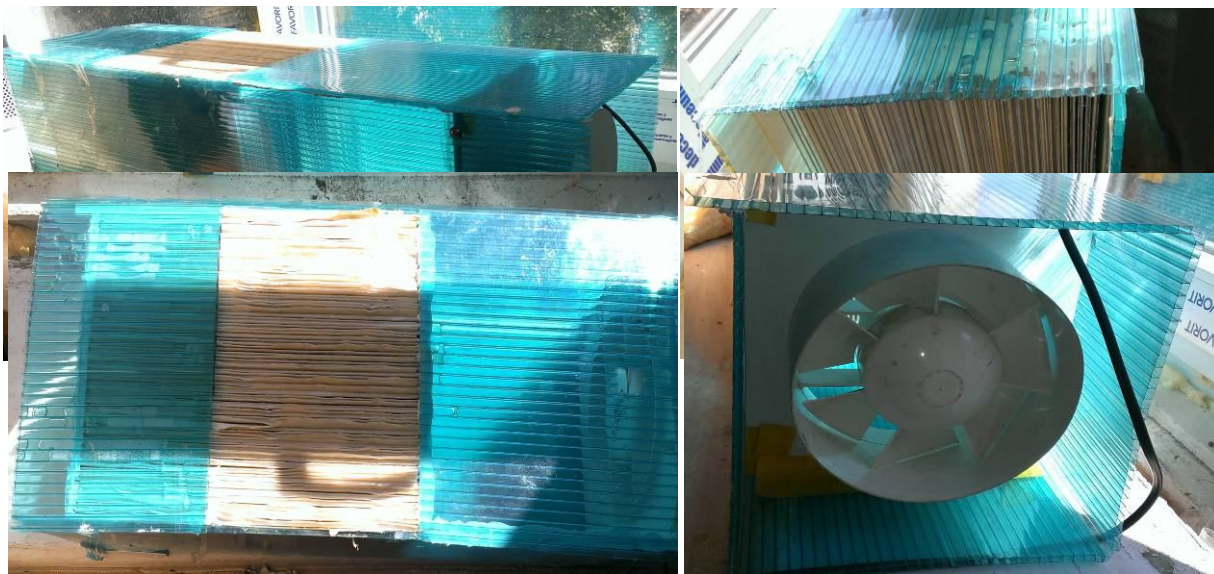


Рисунок 4.2. Лабораторные образцы водоиспарительных охладителей воздуха.

Такой вариант сборки пластинчатых блоков более универсален и позволил своевременно и качественно изготовить достаточное количество пластинчатых охладителей с различными геометрическими характеристиками. Ширина каналов в данном случае регулировалась проставками между пластинами и варьировалась от 1,5 до 3 мм. Это позволило оценить различную степень эффективности процессов тепло-массопереноса в каналах охладителя в зависимости от ширины его каналов.

Измерения температуры и влажности воздуха проводились с помощью цифрового влагомера с термометром AR847 (рисунок 4.3.а) Диапазон измерения температуры от -10 до $+50^{\circ}\text{C}$, диапазон измерения относительной влажности от 5,0 до 98%. Точность измерения температуры $\pm 1^{\circ}\text{C}$, относительной влажности $\pm 3,5\%$. Разрешение по температуре $0,1^{\circ}\text{C}$, по относительной влажности $0,1\%$.

Скорость движения воздуха в каналах измеряли крыльчатым цифровым анемометром AR836 (рисунок 4.3. б). Для измерения скорости испарительный блок оснащался аэродинамической трубой (рисунок 4.4., 4.5.), длина

которой соответствовала 4-5 диаметрам вентиляторного блока, что обеспечивало выравнивание воздушного потока. Технические характеристики анемометра следующие: диапазон измерения от 0 до 45 м/с; минимальное значение 0,3 м/с; разрешение 0,1 м/с; погрешность $\pm 3\%$.



Рисунок 4.3 а)

Цифровой влагомер с термометром.



Рисунок 4.3 б)

Крыльчатый анемометр.

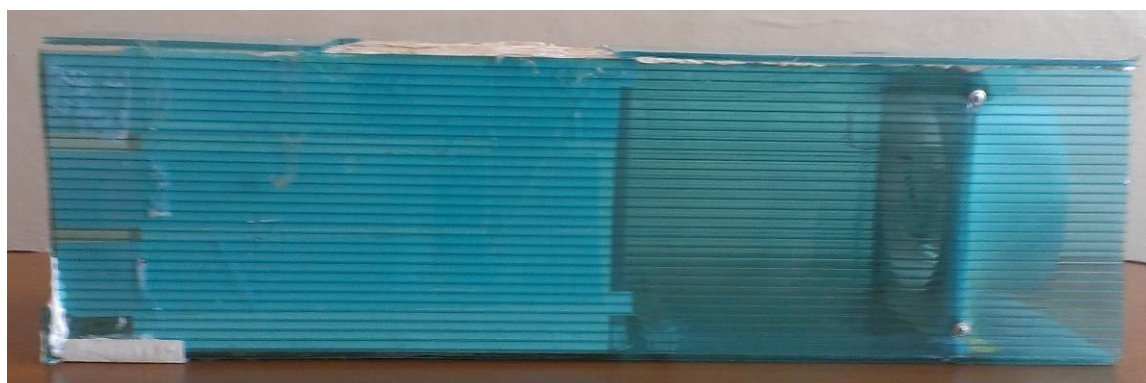


Рисунок 4.4. Испарительный блок с аэродинамической трубой.



Рисунок 4.5. Испарительный блок (вид сверху)

Для изучения капиллярных свойств бумагоподобного материала было изготовлено несколько пластин, которые представляли собой каркас из оргстекла толщиной 1 мм на который с двух сторон с помощью двусторонней клейкой ленты был закреплен изучаемый материал. Эти пластины погружались в емкость с водой на глубину 1 см (рис. 4.6). При проведении опыта проводились замеры времени помощью секундомера ИТ-01 с погрешностью не более 0,04с. Высота подъема воды измерялась линейкой с ценой деления 1 мм.



Рисунок 4.6. Исследования материала пластин.

4.3 Методика проведения экспериментов

В качестве параметров, по которым определялась эффективность теплофизических процессов в каналах водоиспарительных охладителей, использовались такие объективные показатели, как: температура входного воздуха и его относительная влажность, аналогичные значения охлажденного воздуха на выходе из блока, расход воздуха, холодопроизводительность, а также капиллярно-пористые свойства пластин охладителя.

Эксперименты проводились по пассивной однофакторной методике. В ходе каждого исследования учитывалось влияние изменения одного входного параметра на один параметр на выходе.

Время каждого опыта измеряли секундомером ИТ-01, погрешность которого не превышала 0,04 с.

Методика определения глубины охлаждения прямого водоиспарительного блока включала в себя следующие этапы:

- включали подачу воды в поддон охладителя, замеряли время подъема жидкости вследствие капиллярного эффекта пластин;
- выдерживали систему до полного смачивания пласти водой;
- измеряли температуру окружающего воздуха, фиксировали ее определенное значение;
- включали подачу воздуха в охладитель и измеряли ее скорость;
- выдерживали систему в таком состоянии до тех пор пока температура воздуха в выравнивающем трубопроводе не принимала постоянное значение – 5 – 7 мин.
- проводили измерения температуры и влажности воздуха на входе и на выходе из охладителя;
- каждое измерение проводили 5 раз, с интервалом в одну минуту.
- по результатам измерений определяли среднее значение исследуемого параметра, и заносили его в журнал испытаний.

Температура входного воздуха изменялась в пределах от 21 до 34°C. Для нахождения глубины охлаждения обработанного воздуха использовали выражение:

$$\Delta t = t_n - t_k.$$

Зная значение глубины охлаждения, определяли холодопроизводительность установки, т.е. количество энергии которую потратил воздух на испарение воды с поверхности пластин:

$$Q = c \cdot \rho \cdot G \cdot \Delta t$$

При переходе с одного режима работы на другой – по расходу или параметрам входного воздуха – установку выдерживали в течение 5 – 7 минут для стабилизации входных параметров, после чего приступали к исследованиям.

Для определения влияния расхода подаваемого в охладитель воздуха на глубину охлаждения выполняли следующие этапы:

- 1) включали подачу воды в поддон охладителя, измеряли время подъема жидкости вследствие капиллярного эффекта пластин;
- 2) выдерживали систему до полного смачивания пласти водой;
- 3) измеряли температуру окружающего воздуха, фиксировали ее определенное значение;
- 4) включали подачу воздуха в охладитель и измеряли ее скорость;
- 5) выдерживали систему в таком состоянии до тех пор пока температура воздуха в выравнивающем трубопроводе не принимала постоянное значение – 5 – 7 мин.
- 6) проводили измерения температуры и влажности воздуха на входе и на выходе из охладителя;
- 7) измеряли расход воздуха на выходе из охладителя;
- 8) каждое измерение проводили 5 раз, с интервалом в одну минуту.
- 9) по результатам измерений определяли среднее значение исследуемого параметра, и заносили его в журнал испытаний.
- 10) затем изменяли объем подаваемого воздуха и повторяли пункты с 3 по 9. Расход воздуха изменяли с 20 до 160 м³/час с шагом 20 м³/час.

Для определения влияния ширины каналов охладителя на глубину охлаждения выполняли следующие этапы:

- 1) включали подачу воды в поддон охладителя, измеряли время подъема жидкости вследствие капиллярного эффекта пластин;
- 2) выдерживали систему до полного смачивания пласти водой;
- 3) измеряли температуру окружающего воздуха, фиксировали ее определенное значение;

- 4) включали подачу воздуха в охладитель и измеряли ее скорость;
- 5) выдерживали систему в таком состоянии до тех пор пока температура воздуха в выравнивающем трубопроводе не принимала постоянное значение – 5 – 7 мин.
- 6) проводили измерения температуры и влажности воздуха на входе и на выходе из охладителя;
- 7) измеряли расход воздуха на выходе из охладителя;
- 8) каждое измерение проводили 5 раз, с интервалом в одну минуту.
- 9) по результатам измерений определяли среднее значение исследуемого параметра, и заносили его в журнал испытаний.
- 10) затем проводили замену испарительного блока и повторяли пункты с 1 по 9. Ширина каналов в испытуемых охладителях варьировалась от 1 до 4 мм с шагом 1 мм.

Для оценки капиллярных свойств бумагоподобного материала пластин охладителя проводился ряд опытов, в ходе которых наблюдалась скорость подъема воды материалом, его работа на длительном отрезке времени. В ходе каждого эксперимента измерялось время и высота подъема, геометрические размеры каналов, оценивалась равномерность заполнения материала жидкостью.

4.4. Методика определения адекватности построенных математических моделей

Одной из основных задач, проводимых экспериментальных исследований, являлась проверка адекватности построенных математических моделей переноса тепла и массы в каналах теплообменников. Для этого на этапе проверки проводились сравнения теоретических данных, полученных по математическим моделям, с данными экспериментальных исследований. Сравнение велось по объективным значениям температуры, влажности и другим показателям воздуха на входе и выходе из охладителя. Использовался метод

определения относительной погрешности теоретических данных от экспериментальных.

Значение относительной погрешности определяли по формуле:

$$g = \left| \frac{\sum g_i}{s_i} \right| \cdot \frac{100\%}{n_T},$$

где g – относительная погрешность;

g_i – абсолютное значение среднего отклонения i -той экспериментальной точки от теоретической;

s_i – значение экспериментальной величины в i -той точке;

n_T – количество исследуемых пар точек.

При обработке полученных эмпирическим путем данных применялись известные методы теории вероятностей и элементы математической статистики [64, 106, 203]. Выполняя измерения, основывались на том, что они проводятся с постоянной точностью, а возможные ошибки распределяются по нормальному закону.

При определении достоверности полученных результатов анализировали разницу между средними расчетными и экспериментальными значениями, следуя нижеприведенной методике.

Учитывая множество полученных результатов измерений, определяли их среднее арифметическое по формуле:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n},$$

где x_i – результат каждого i -того измерения в течение одного опыта;

n – число проведенных наблюдений в ходе одного опыта.

Зная значение среднего арифметического, для каждого наблюдения в опыте находили отклонение, используя формулу

$$\Delta x_i = x_i - \bar{x}.$$

Затем вычисляли значение среднего квадратического отклонения в опыте:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \Delta x_i^2}{n-1}}.$$

и вычисляли предельную погрешность:

$$\Delta \lim = \pm 3 \cdot \sigma.$$

В дальнейшем, все опытные значения, выходящие за указанный интервал $\bar{x} \pm 3\sigma$, отбрасывали как промахи и повторяли процедуру заново.

Определяли ошибку каждого опыта

$$\Delta \sigma = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$$

И размер доверительного интервала

$$E = t(n) \cdot \Delta \sigma,$$

где $t(n)$ – значение критерия Стьюдента выбирается из таблиц исходя из того, каково число опытов и предполагаемая надежность эксперимента.

Как известно, количество измерений (наблюдений) в ходе одного опыта определяется не только от методов измерения и требуемой надежности итогового результата, но и от среднего квадратического отклонения.

Для объективной оценки в указанных экспериментах установили предельную погрешность измерения измерения 3σ при уровне надежности 98%. В этой связи, как известно, число наблюдений в ходе одного опыта для получения одного экспериментального значения исследуемой величины должно равняться пяти.

4.5. Результаты экспериментальных исследований. Сравнение экспериментальных и теоретических данных.

Эффективность работы водоиспарительных охладителей напрямую зависит от нескольких факторов:

- температурно-влажностные параметры охлаждаемого воздуха. Как показывают теоретические исследования, при обработке более горячего и сухого воздуха увеличивается глубина охлаждения;

- геометрические размеры испарительного блока. При более узких каналах интенсифицируются физические процессы тепло и массо-переноса, что способствует повышению эффективности охлаждения воздуха. Геометрия каналов, в частности их ширина и длина однозначно определяется расходно-напорными характеристиками применяемых вентиляторов;

- физико-механические свойства материала пластин. Для эффективной работы пластины охладителя должны иметь высокую степень увлажненности, обладать достаточной влагоемкостью и сохранять свои геометрические формы и размеры при намокании.

Программа экспериментальных исследований была нацелена на то, чтобы оценить влияние каждого из указанных факторов на степень эффективности работы охладительного блока. Опытным путем устанавливалась качественная и количественная зависимость таких показателей работы охладителя, как глубина охлаждения и холодопроизводительность от температурно-влажностных параметров входного воздуха, геометрических размеров испарительного блока, расходно-напорных характеристик вентиляторов.

Наряду с этим, непрерывно велась работа по сравнению результатов теоретических и экспериментальных исследований, направленная на проверку адекватности построенных математических моделей, описывающих физические процессы в каналах водоиспарительных охладителей.

При изучении физико-механических свойств материала пластин в ходе эксперимента проверяли такие его показатели, как влагоемкость и коэффициент энергетической добавки. Оба оказывают решающее влияние на работу водоиспарительных охладителей и могут быть выявлены только экспериментальным путем.

4.5.1. Влияние температуры и относительной влажности входного воздуха на глубину охлаждения и холодопроизводительность испарительного блока.

Одним из объективных показателей, наглядно характеризующим интенсивность процессов тепло и массопереноса в каналах водоиспарительных охладителей является их глубина охлаждения. Согласно теоретическим исследованиям, ее величина во многом зависит от температурно-влажностных параметров входного воздуха. В связи с этим, в первую очередь проводились эксперименты по определению глубины охлаждения испарительного блока для различных входных параметров воздуха.

Результаты этих экспериментов, приведенные на рис. 4.7 и 4.8., не только подтверждают адекватность построенной математической модели, но и практически доказывают теоретические предположения о характере теплофизических процессов в каналах охладителя.

На рис. 4.7. представлена кривая зависимости глубины охлаждения от температуры входного воздуха. Данная зависимость носит прямо пропорциональный характер – с повышением температуры входного воздуха происходит увеличение глубины его охлаждения. Оценку этого результата необходимо проводить в тесной взаимосвязи с результатами исследований, представленными на рис. 4.8. На нем показана обратно пропорциональная зависимость глубины охлаждения воздуха от его относительной влажности.

Вместе с тем известно, что при постоянном влагосодержании температура воздуха и его относительная влажность находятся в обратно пропорциональной зависимости.

Принимая во внимание этот факт, поясним характер поведения кривых, представленных на рисунках 4.7 и 4.8. Относительно холодный воздух, при условии постоянного влагосодержания, имеет большую влажность, чем воздух с более высокой температурой. Этим объясняется способность более горячего, а значит и сухого, воздуха, попадая в каналы охладителя, интенсифи-

нее абсорбировать влагу. С понижением температуры входного воздуха происходит увеличение его относительной влажности, а значит, процессы испарения влаги с поверхности пластин в поток такого воздуха становятся менее интенсивными, вследствие чего снижается глубина охлаждения.

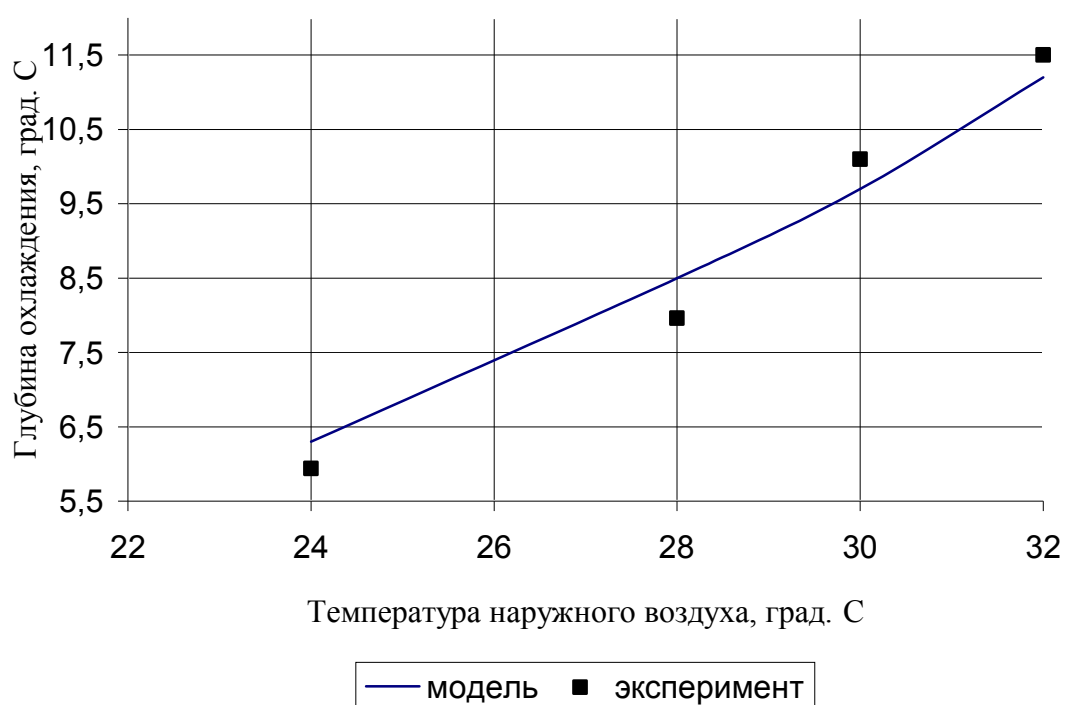


Рисунок 4.7. Влияние температуры входного воздуха на глубину его охлаждения, $G = 25 \text{ м}^3/\text{час}$, $d = \text{const}$

Таким образом, при различных температурно-влажностных параметрах входного воздуха изменяется глубина его охлаждения, но при этом температура обработанного воздуха остается практически постоянной. В этом заключается одно из несомненных преимуществ водоиспарительных охладителей – их саморегулируемость по температуре охлажденного воздуха, т.е. способность охладителей такого типа, за счет изменения глубины охлаждения, поддерживать постоянной температуру охлажденного воздуха при различных температурно-влажностных показателях воздуха на входе в них.

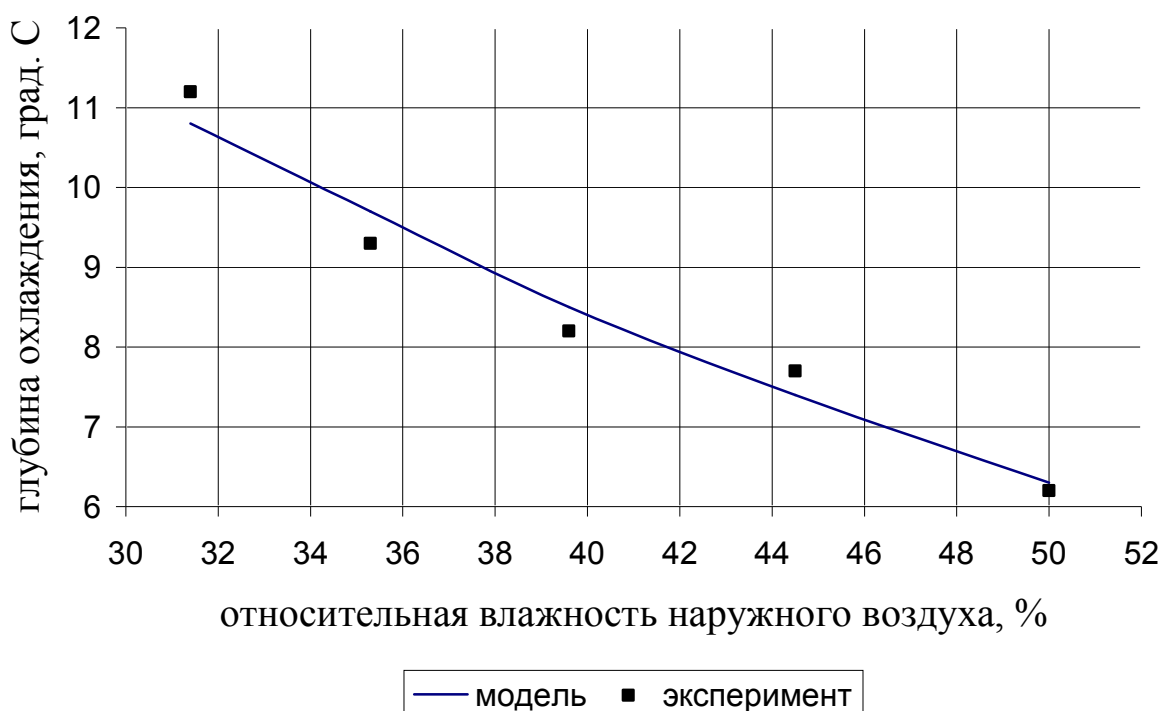


Рисунок 4.8 Влияние относительной влажности воздуха на глубину охлаждения, $G = 25 \text{ м}^3/\text{час}$, $d = \text{const}$

Особенности нашей климатической зоны таковы, что температура воздуха в течение суток может резко изменяться. Даже в достаточно жаркие периоды колебания дневных и ночных температур могут достигать $12 - 18^\circ\text{C}$. В подобных условиях указанное свойство водоиспарительных охладителей имеет большое значение. Вследствие обладания таким преимуществом, они способны круглосуточно поддерживать в помещении практически одни и те же значения температур.

Одним из важнейших показателей работы водоиспарительного блока принято считать его холодопроизводительность. Именно ее значение определяет то количество тепла, которое способен нейтрализовать охладитель.

Зависимости, представленные на рисунках 4.9 и 4.10, отражают влияние температуры и влажности входного воздуха на холодопроизводительность. Учтем, что эти данные были получены при условии постоянных расходов обрабатываемого воздуха.

Исходя из формулы для определения холодопроизводительности, с достаточной уверенностью можно предположить, что характер поведения кривых, представленных на рис. 4.9 и 4.10 объясняется изменением глубины охлаждения воздуха.

Действительно, на первом из них по оси абсцисс наблюдается рост температуры воздуха на входе в охлаждающий блок. Как установлено ранее, приводит к повышению глубины охлаждения воздуха. Очевидно, это, в свою очередь, приводит к прямо пропорциональному росту холодопроизводительности. На следующем рисунке показана обратно пропорциональная зависимость, которая объясняется тем, что при повышении относительной влажности входного воздуха происходит снижение глубины охлаждения, а вместе с ней и холодопроизводительности.

Анализ представленных зависимостей, позволяет сделать вывод о том, что при уменьшении температуры воздуха на входе в испарительный блок, вследствие снижения интенсивности процессов испарения, которое объясняется большей относительной влажностью подаваемого в охлаждающий воздух, наблюдается сокращение глубины его охлаждения. Взаимосвязь между этими изменениями обратно пропорциональная. В свою очередь, снижение глубины охлаждения при постоянном расходе охлаждаемого воздуха приводит к пропорциональному уменьшению холодопроизводительности испарительного блока. Отметим, что при этом температура охлажденного воздуха на выходе из водоиспарительной насадки практически не меняется (рис. 4.11).

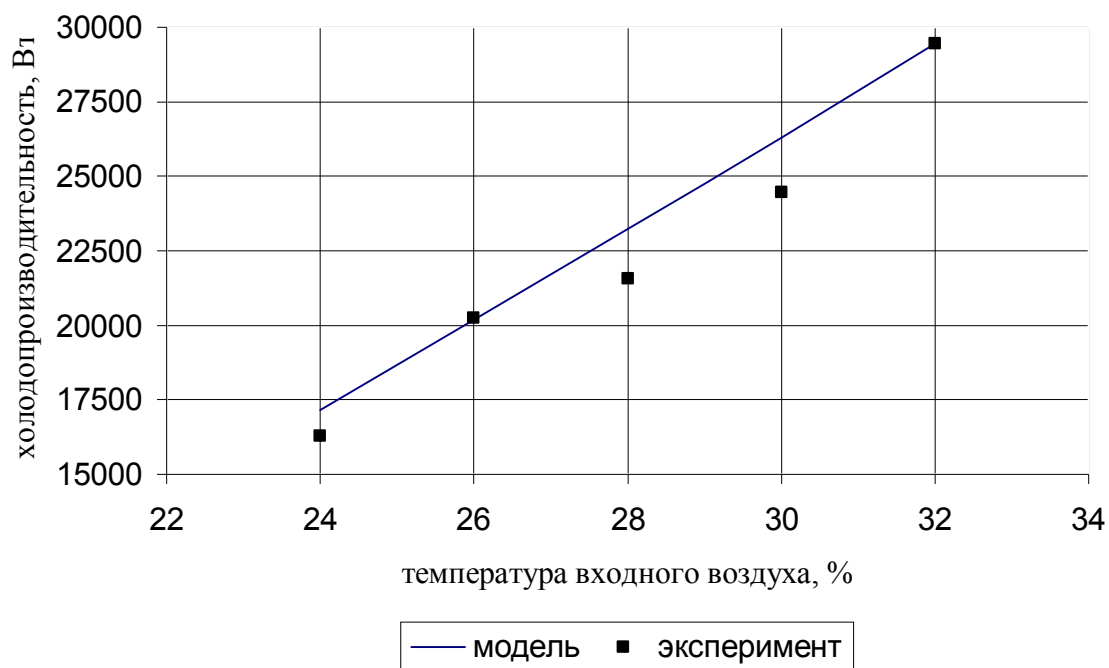


Рисунок 4.9 Влияние температуры входного воздуха на холодопроизводительность, $G = 25 \text{ м}^3/\text{ч}$

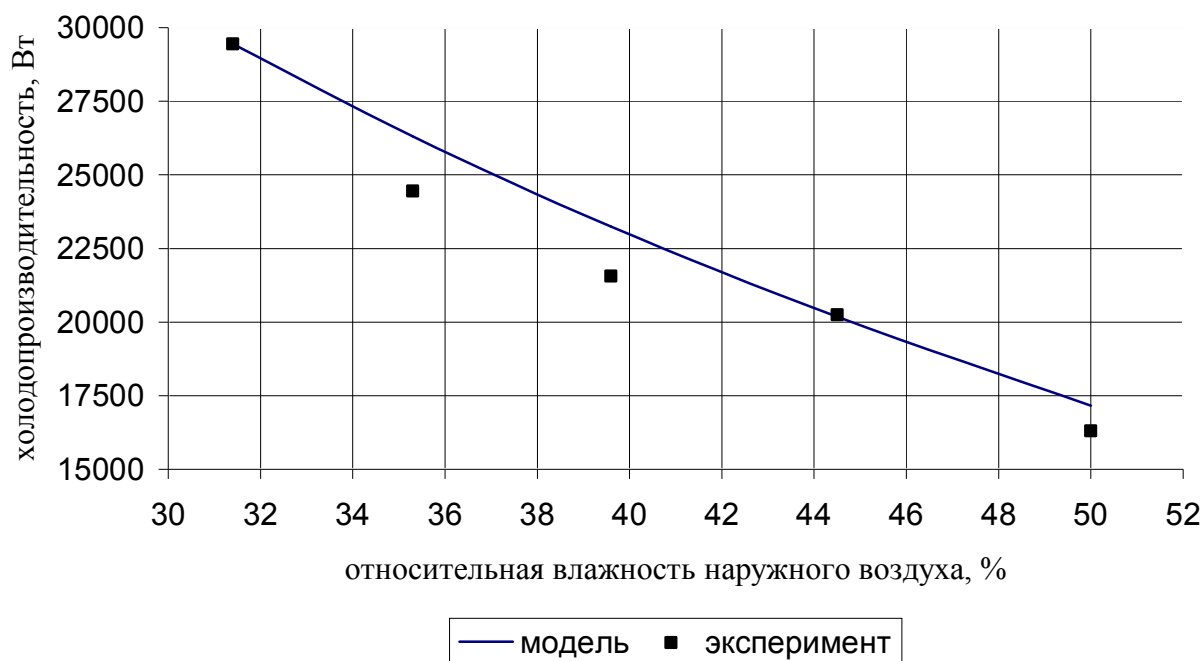


Рисунок 4.10 Влияние относительной влажности входного воздуха на холодопроизводительность, $G = 25 \text{ м}^3/\text{час}$

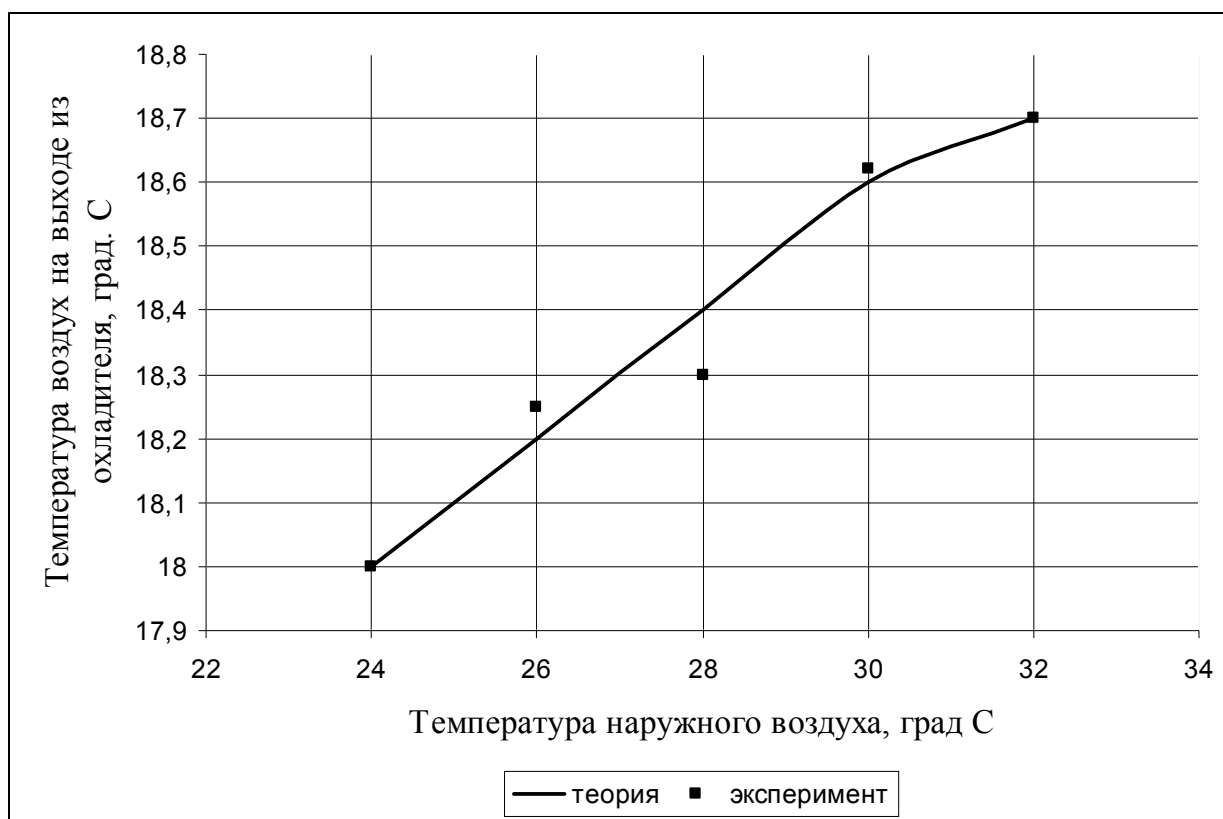


Рисунок 4.11 Влияние температурно-влажностных параметров входного воздуха на температуру воздуха на выходе из охладителя , $G = 25 \text{ м}^3/\text{час}$

4.5.2. Влияние расхода воздуха на глубину охлаждения и холодопроизводительность водоиспарительного блока.

Одним из факторов, который определяет эффективность работы водоиспарительного охладителя, являются расходно-напорные характеристики, применяемого вентилятора. В частности определяющее значение имеет объем подаваемого вентилятором воздуха. Этот показатель, влияет на интенсивность физических процессов в каналах охладителя, а значит, определяет не только глубину охлаждения, но и холодопроизводительность водоиспарительного блока.

Зависимость, представленная на рис. 4.12, показывает изменение холодопроизводительности испарительного блока в соответствии с ростом расхода, подаваемого воздуха. Отметим, что температурно-влажностные параметры входного воздуха при этом постоянны.

Исходя из определения холодопроизводительности, была получена ожидаемая практически прямо пропорциональная зависимость исследуемого показателя от увеличения расхода.

Некоторое падение интенсивности роста холодопроизводительности при определенных значениях расхода (от 35 м³/ час и выше), объясняется снижением глубины охлаждения. Ее изменение в зависимости от роста производительности вентилятора показано на рис. 4.13.

Представленный здесь график, показывает, что с повышением расхода воздуха происходит обратно пропорциональное снижение глубины охлаждения. Это объясняется тем, что при повышении производительности вентилятора при постоянных размерах каналов охладителя в них наблюдается резкий рост скорости движения воздуха. По этой причине, он неоправданно быстро проходит канал, и не успевает вследствие снижения интенсивности теплофизических процессов, насытиться влагой. В итоге, на выходе из испарительной насадки такой воздух оказывается недостаточно увлажненным, и, следовательно, имеет более высокую температуру.

Вместе с этим, анализ представленных зависимостей показывает, что при увеличении количества подаваемого воздуха в единицу времени в 5 – 6 раз несмотря на снижение глубины охлаждения на 3 – 5°С холодопроизводительность блока увеличивается практически в 4 – 5 раз.

Логичным будет сделать вывод о том, что вследствие решающего влияния на холодопроизводительность секундного расхода воздуха, в ряде случаев нет необходимости добиваться максимальной глубины охлаждения.

Несомненно, для достижения в закрытом объеме определенной температуры, как показал тепловой баланс, значения температур входного воздуха должны быть несколько ниже регламентированных для данного помещения.

На основании этого напрашивается вывод о том, что при конструировании охладительных блоков нет необходимости добиваться максимальной глубины охлаждения. Достаточно подобрать такие режимы работы, при которых они будут обеспечивать подачу в помещение воздуха с необходимой температурой при минимальном снижении их холодопроизводительности. Исследования и рекомендации по этому вопросу приведены в разделе 5.

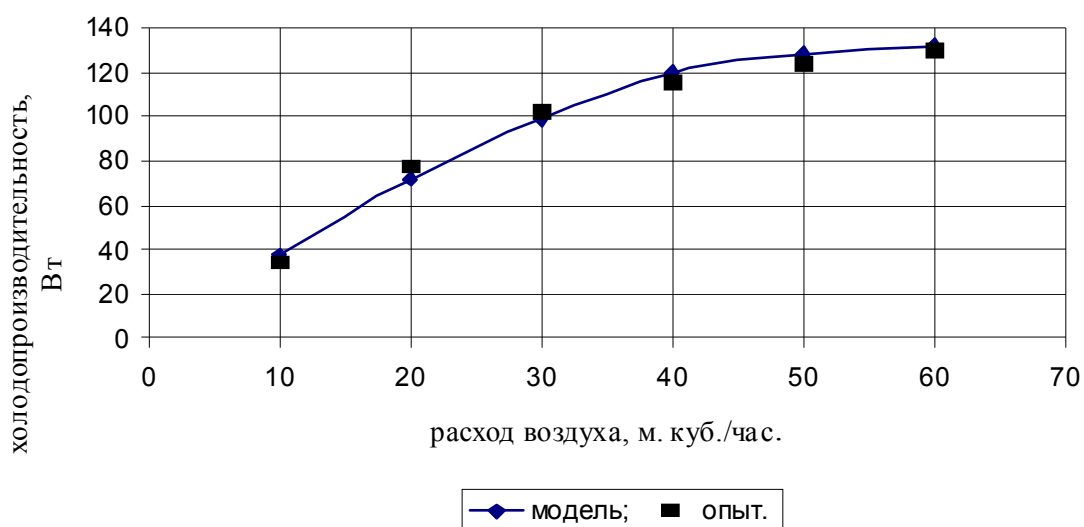


Рисунок 4.12 Влияние расхода воздуха на холодопроизводительность

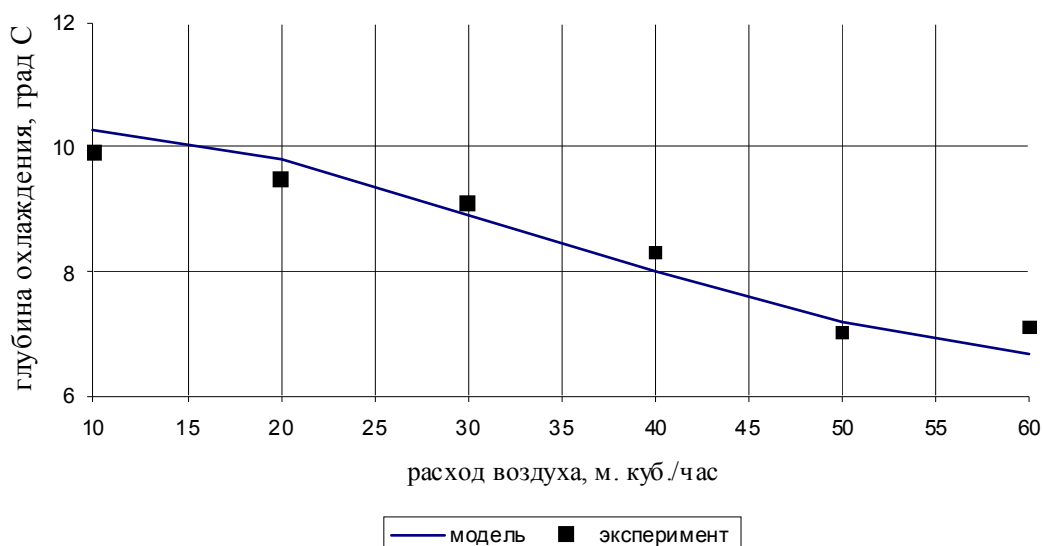


Рисунок 4.13 Влияние расхода воздуха на глубину охлаждения

4.5.3. Влияние ширины каналов охладительного блока на глубину охлаждения и холодопроизводительность.

Наряду с расходом, который обеспечивает вентилятор, эффективность работы водоиспарительного блока, а именно интенсивность теплофизических процессов в его каналах определится их шириной. Теоретические исследования показали, что выбор наиболее рациональной ширины каналов охладителя необходимо осуществлять в соответствии с секундным расходом подаваемого воздуха. В случае чрезвычайно узких каналов скорость прохождения воздуха по ним будет завышена, что может привести к недостаточному насыщению воздуха влагой, и, как следствие, снизит возможную глубину его охлаждения. В противоположном случае – при нерационально широких каналах – часть воздуха, идущего ближе к центру канала и удаленная от его стенок, не будет участвовать в физических процессах обмена, что негативно отразится на эффективности работы охладителя.

Исследования, проведенные при постоянных температурно-влажностных параметрах входного воздуха и с соблюдением неизменного расхода воздуха для различных значений поперечного сечения каналов, показали следующие результаты (рис. 4.14, 4.15).

Теоретические исследования зависимость глубины охлаждения воздуха от ширины каналов подтверждающиеся данными эксперимента, показали (рис. 4.14), что при нерационально малых и больших поперечных размерах каналов глубина охлаждения гораздо ниже, что объясняется снижением эффективности процессов тепло- и массо-переноса.

При этом холодопроизводительность установки на начальном участке кривой показывает активный рост (рис. 4.15). Такое поведение кривой объясняется одновременным ростом, как расхода воздуха, так и глубины охлаждения. Но с некоторого момента, глубина охлаждения идет на спад и рост холодопроизводительности менее активен, т.к. определяется только расходом воздуха.

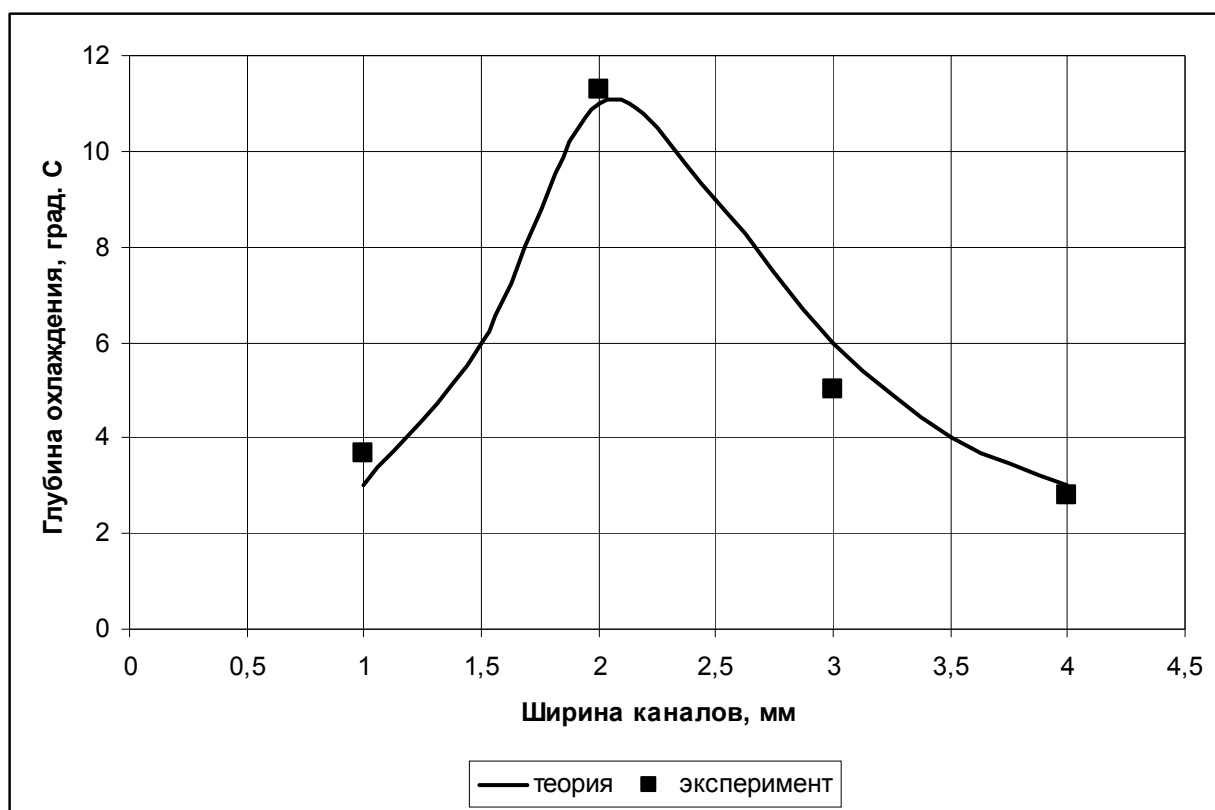


Рисунок 4.14. Зависимость глубины охлаждения от ширины каналов

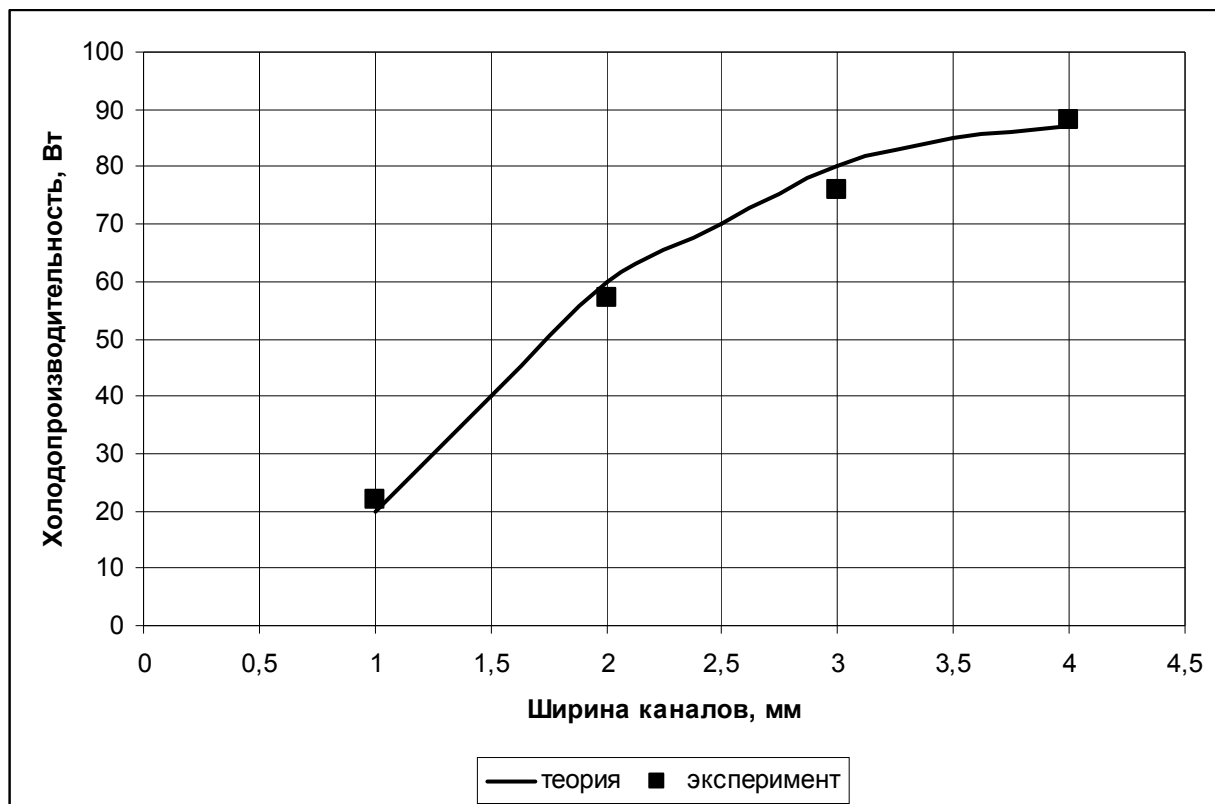


Рисунок 4.15 Зависимость холодопроизводительности от ширины каналов

4.6. Проверка математических моделей на адекватность

Экспериментальное изучение теплофизических процессов в каналах водоиспарительных охладителей, проводимое с целью проверки адекватности построенных математических моделей тепло и массо-переноса позволило получить ряд эмпирических величин для их последующего сравнения с аналогичными теоретическими показателями (табл. 4.1.).

Статистические расчеты, проведенные по каждой сравниваемой величине, показывают, что отклонение теоретических данных от аналогичных им экспериментальных значений в общем случае не превышает 3%. Это объясняется тем, что в предлагаемых математических моделях не учитывается нелинейный показатель, характеризующий энергетический потенциал потока пара со стороны поверхности пластины водоиспарительного охладителя в охлаждаемый воздух.

Нелинейность данного элемента объясняет и характер полученных теоретических кривых. При различных исходных данных слагаемого, определяющего энергетический потенциал, может быть, как больше, так и меньше нуля. По этой причине одни точки эксперимента лежат чуть выше теоретических значений, а другие чуть ниже. Однако, как уже говорилось, данное отклонение не превышает 3%.

Аналогичные сравнения проводились для каждой зависимости, представленной в данной главе.

Опираясь на сказанное выше, а также принимая во внимание всю совокупность информации по экспериментальным исследованиям можно заключить, что в общем случае предельное отклонение теоретически полученных значений от их эмпирических аналогов не превышает 6 – 8%. В том числе 1-3% составляют неизбежные объективные ошибки, возникающие в ходе проведения опыта, еще 2 – 4 % - это ошибки обоснованные указанной неточностью математических моделей и 2 – 3% - занимают ошибки, связанные с точностью измерений изучаемых величин.

Таблица 4.1. Сравнение экспериментальных данных с теоретическими значениями.

№ повторности эксперимента	1 точка		2 точка		3 точка		4 точка	
	Глубина охлаждения, Δt, °C							
	Экспериментальное значение	Теоретическое значение	Экспериментальное значение	Теоретическое значение	Экспериментальное значение	Теоретическое значение	Экспериментальное значение	Теоретическое значение
1	6,0	6,3	7,5	8,5	10,0	9,7	11,5	11,2
2	6,5		8,5		9,7		10,3	
3	7,0		8,5		9,0		11,0	
4	8,0		8,1		9,5		10,6	
5	6,0		8,4		10,5		10,8	
среднее	6,7		8,2		9,8		10,8	

$$\Delta x = \left(\frac{0,4}{6,7} + \frac{0,3}{8,2} + \frac{0,1}{9,8} + \frac{0,4}{10,8} \right) \cdot \frac{100}{5} = 3\%$$

Таким образом, установлено, что расчеты, проведенные по представленным моделям тепло и массопереноса в каналах охладительных блоков и теплообменников, для данной серии опытов имеют среднее отклонение от аналогичных экспериментальных значений не более 3%. Подобные вычисления для других опытов дают аналогичные результаты.

На этом основании был сделан вывод о достаточной адекватности математических моделей в области описания теплофизических процессов в каналах водоиспарительных блоков и теплообменников.

Принимая во внимание указанное утверждение, можно, с достаточной точностью, используя полученные математические модели, заняться теоретическим проектированием водоиспарительных блоков и теплообменников с

целью выбора их оптимальных геометрических размеров и режимов их работы.

4.7. Оценка капиллярных свойств материала и определение влагоемкости и коэффициента энергетической добавки.

Наиболее важным элементом прямых водоиспарительных охладителей, который в значительной степени определяет эффективность их работы, являются пластины. Они обеспечивают непрерывное увлажнение испаряющей поверхности. По этой причине, материал пластин должен легко и равномерно смачиваться водой. Наиболее рациональным при нижнем подводе воды будет скорость капиллярного подъема не менее 18 – 20 см за 30 минут. Пластины должны удерживать воду, т.е. обладать достаточным водопоглощением, которое составляет 100 – 200%. Из-за того что пластины являются наиболее уязвимым элементом, подверженным воздействию всех негативных факторов, обусловленных постоянным контактом с водой их материал должен быть в достаточной мере устойчив к воздействию влаги. Т.е. отсутствие набухания и химическая стабильность в воде, сохранение работоспособности при воздействии микроорганизмов и грибков, сохранение или замедленное снижение работоспособности при накоплении на КПК солей жесткости и вымывании гидрофилизирующих добавок [114, 115, 116]. Кроме того для четкой организации каналов воздухопроводного тракта пластины в процессе работы не должны подвергаться деформации. В связи с этим материал пластин должен обладать определенной жесткостью.

Проведенные лабораторные исследования композиционного материала для специальной техники ТУ 5445-055-00281097-2008, РФ. (КМСТ) показали, что он обладает достаточной жесткостью, что позволяет точно организовывать каналы воздухопроводного тракта с нужной площадью поперечного сечения. Его капиллярные свойства удовлетворяют заявленным требованиям, т.к. материал способен поднять воду на высоту до 25 см за 30 минут, при этом гарантированная высота подъема за 15 минут составляет 20 см. (Рис. 4.13)

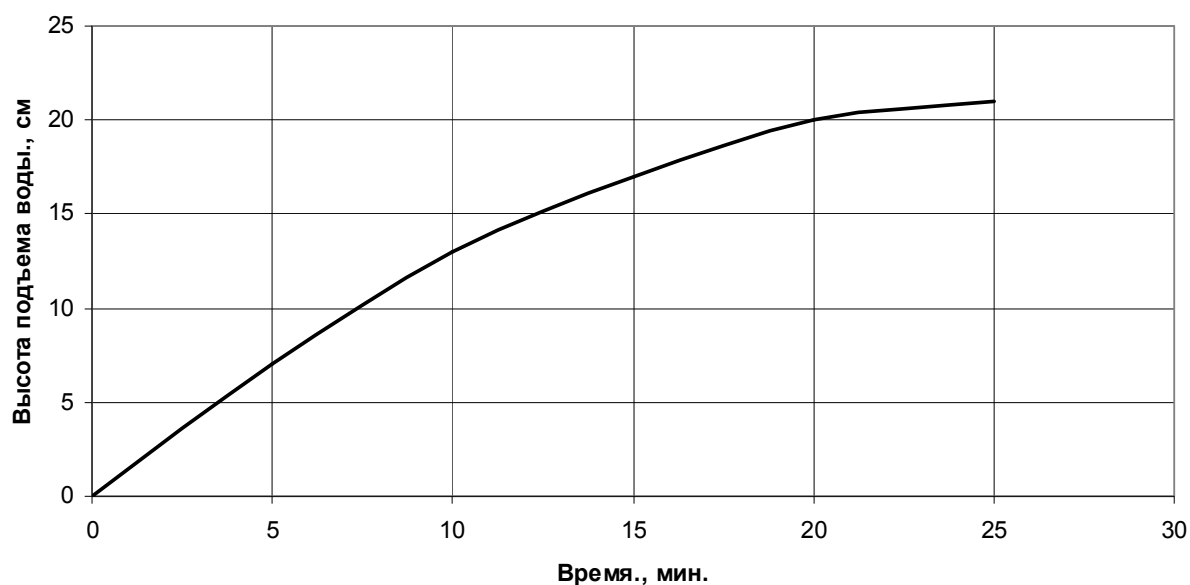


Рисунок 4.13 Оценка капиллярного эффекта КМСТ.

Исследования, проводившиеся на блоках с различными геометрическими размерами, позволили выявить показатели влагоемкости и коэффициент энергетической добавки данного материала.

Материал влагоемок и обладает водопоглощением до 900%, при этом не набухает и не подвергается геометрическим деформациям.

Лабораторные испытания показали, что разработанный материал, обладая всеми ожидаемыми от него физическими и механическими свойствами, позволяет организовать нормальную работу водоиспарительных охладителей на протяжении длительного времени.

Время одного опыта изменялось от 30 минут до 70 суток, в течение которых глубина охлаждения воздуха изменялась в соответствии с расчетными значениями, которые определялись по температурно-влажностным параметрам входного воздуха.

Время полного высыхания пластин составляет от 48 часов до 5-6 дней, что определяется параметрами воздушной среды. После высыхания пластины

рекомендуется промочить без включения вентилятора. Это позволит обеспечить равномерное увлажнение материала и увеличит срок его работы.

4.8. Оценка коэффициента энергетической добавки для применяемого материала пластин.

При испарении воды с поверхности влажной пластины, проходящий в канале охладителя воздух теряет часть своей энергии. Для количественной оценки затрат энергии воздуха на испарение в математической модели тепло- и массопереноса необходимо было учесть физические свойства орошаемых пластин. В частности, требовалось оценить энергетические затраты воздушного потока на отрыв влаги с пластины, которые выражаются в коэффициенте энергетической добавки.

Принято считать, что в случае испарения воды со свободной поверхности значение этого коэффициента равно 1. В нашем случае отрыв воды происходит с поверхности пластины имеющей физические и геометрические особенности, которые затрудняют процесс испарения. В связи с этим коэффициент энергетической добавки будет несколько выше, чем при испарении воды со свободной поверхности. Другими словами, охлаждаемый воздух будет тратить большее количество энергии на отрыв воды с поверхности пластин.

Очевидно, что непосредственно определить значение коэффициента энергетической добавки не представляется возможным. Для каждого материала подобные исследования должны проводиться опытным путем. В наших работах для оценки указанного коэффициента применялась методика, при которой за основу принималось уравнение энергетического баланса при испарении воды с поверхности влажных пластин (3.12)

$$C_p(t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}}) = (\varepsilon R + C_{\text{ж}}(t_{\text{пов}} - t_{\text{ж}}))[\varphi_{\text{кон}} w_{\text{н}}(t_{\text{кон}}) - \varphi_{\text{нач}} w_{\text{н}}(t_{\text{нач}})],$$

Отсюда определяли коэффициент энергетической добавки ε .

Исследования проводились на прямом пластинчатом охладителе. Тем-

пература подаваемой воды для орошения пластин была равна температуре пластин, а значит и температуре охлаждаемого воздуха.

Проводились измерения температурно-влажностных значений обрабатываемого воздуха на входе в охладитель и на выходе из него. Результаты измерений приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2. Значения температурно-влажностных параметров воздушного потока.

№ опыта	Температура воздуха на входе в охладитель, °С	Относительная влажность воздуха на входе в охладитель, %	Температура воздуха на выходе из охладителя, °С	Относительная влажность воздуха на выходе из охладителя, %
1	32	40	19	99,6
2	30	35	18,5	99,6
3	31	37	18	99,6
4	33	39	19,5	99,6
5	29	28	17,5	99,6

Расчеты, проведенные по указанной формуле, позволили определить коэффициент энергетической добавки, связанный с увеличением энергии воздуха на отрыв жидкости с поверхности пластины. Для применяемого материала пластин значения этого коэффициента для рабочего диапазона температур лежат в пределах от 1,2 до 1,4.

4.9. Выводы

1. Полученные в результате теоретических исследований математические модели, описывающие процессы тепло-массопереноса в каналах водопарительных охладителей, позволили спрогнозировать и определить геометрические размеры охладительного блока для эффективного охлаждения воздуха.

2. Изготовлено достаточное количество лабораторных образцов водопарительных блоков с различными геометрическими размерами, что позволило проверить адекватность математических моделей и их влияние на эффективность работы в широком размерном диапазоне.

3. Выбраны и использованы методы статистики, необходимые для обработки результатов экспериментальных исследований и анализа адекватности математической модели.

4. Установлено, что изменение расхода воздуха более сильно влияет на холодопроизводительность, чем изменение глубины охлаждения.

5. Исследованы зависимости эффективности работы охладителя от температурно-влажностных параметров приточного воздуха и от геометрических параметров охладителя.

6. Проведена оценка капиллярных свойств материала пластин. Численно определены его показатели влагоемкости и коэффициент энергетической добавки.

7. Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований показывает, что предложенная математическая модель тепломассопереноса в каналах охладителя адекватно описывает реальные процессы и может использоваться при теоретических исследованиях и опытно-конструкторских разработках.

8. Предложена методика экспериментального определения коэффициента энергетической добавки. Проведенные исследования позволили найти его значение для указанного материала, $\epsilon = 1,2 - 1,4$.

РАЗДЕЛ 5. ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ОХЛАДИТЕЛЕЙ И ТЕПЛООБМЕННИКОВ

5.1. Аэродинамические сопротивления охладителей прямого принципа действия.

Зависимость значения холодопроизводительности Q от расхода воздуха и глубины охлаждения вполне очевидна. Величина расхода при фиксированных расходно–напорных характеристиках вентилятора зависит от сопротивлений воздуховодного тракта, отражающих его геометрические особенности: длину и сечение каналов, сужения, расширения. Учет сопротивлений и связанных с ними потерь напора в каналах воздухоохладителя приводит к необходимости рассмотрения особенностей движения воздуха в системе теплообменной насадки.

Наибольшее значение функции Q соответствует максимально эффективным режимам работы охладителя. Очевидно, что на увеличение холодопроизводительности влияет как увеличение глубины охлаждения, так и увеличение расхода воздуха. До последнего времени считалось, что оптимальной конструкцией охладителя является та, в которой температура воздуха на выходе из испарительной насадки t_k равна температуре наружного воздуха по мокрому термометру t_{nm} . В этом случае глубина охлаждения максимальна, а относительная влажность охлажденного воздуха равна 100%.

Проведенные исследования показали, что динамика падения температуры охлаждаемого воздуха по длине каналов охладителя непостоянна. В начале участка температура воздуха резко снижается за счет активного испарения влаги с поверхности пластин. Далее интенсивность процессов тепломассопереноса снижается, так как воздух насыщается влагой. А на конечном участке эти процессы вовсе незначительны.

Вместе с тем, от длины каналов охладителя прямо пропорционально зависит транспортное сопротивление насадки, увеличение которого снижает расход воздуха, а стало быть, и холодопроизводительность. Исходя из этого,

должна существовать некоторая оптимальная длина охлаждающей насадки, при которой уменьшится глубина охлаждения, но увеличится расход воздуха за счет снижения аэродинамических сопротивлений. Для количественной оценки этих изменений в предложенных математических моделях необходимо учесть аэродинамические сопротивления.

При работе водоиспарительного охладителя поток воздуха при движении встречает транспортное сопротивление $\Delta P_{\text{тр}}$, потерю напора при внезапном сужении на входе в испарительную насадку $\Delta P_{\text{с}}$, потерю напора при внезапном расширении на выходе из испарительной насадки.

Транспортные потери по длине канала постоянного поперечного сечения вычисляются по формуле Дарси-Вейсбаха [6, 122, 144]

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{L \cdot \rho \cdot V^2}{2 \cdot d_{\text{э}}}, \quad (5.1)$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент гидравлического трения, учитывающий форму поперечного сечения канала; L – длина канала, м.

При ламинарном режиме сопротивление движению парогазовой смеси вызвано силами внутреннего трения вследствие относительного перемещения слоёв газа [15, 142, 202]. Коэффициент гидравлического трения зависит от критерия Рейнольдса и учитывает форму поперечного сечения канала

$$\lambda_{\text{тр}} = k \cdot \frac{64}{Re},$$

где k – коэффициент, учитывающий форму канала (для плоского канала $k=1,5$), $Re = \frac{V d_{\text{э}}}{\nu}$. Здесь $d_{\text{э}} = 2h$ – эквивалентный диаметр, $\nu = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$ – кинематическая вязкость воздуха.

С учётом последней формулы при ламинарном режиме течения ($Re < 3000$) и при $\rho = 1,13 \text{ кг/м}^3$ формула (5.1) примет вид

$$\Delta P_{\text{тр}} = 217 \cdot \frac{L \cdot V}{h^2} \cdot 10^{-6}. \quad (5.2)$$

При увеличении числа Рейнольдса начинают преобладать силы инерции, пропорциональные квадрату скорости. При этом возникает турбулентное движение, что приводит к резкому увеличению сопротивлений. При местном изменении геометрии канала возникают местные сопротивления, которые всегда сопровождаются потерями давления. Для определения потерь давления на местные сопротивления используется формула Вейсбаха [161]

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2},$$

где ξ - коэффициент местных потерь.

Для определения местных сопротивлений при внезапном сужении на входе в канал используется формула:

$$\Delta P_c = \xi_c \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (5.3)$$

где ξ_c – коэффициент сопротивления при внезапном сужении

где $F_0/F_1 = \frac{h}{h + hp}$ – степень сужения. В таблице 5.1 приведены значения ξ_c

при различных значениях числа Рейнольдса.

Таблица 5.1. Коэффициент сопротивления при внезапном сужении

F_0/F_1	Re					
	10^2	$2 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2$	10^3	$2 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$
0.1	1.30	1.04	0.82	0.64	0.50	0.65
0.2	1.20	0.95	0.70	0.50	0.40	0.50
0.3	1.10	0.85	0.60	0.44	0.30	0.42
0.4	1.00	0.78	0.50	0.35	0.25	0.35
0.5	0.90	0.65	0.42	0.30	0.20	0.30
0.6	0.80	0.56	0.35	0.24	0.15	0.25

Потери при внезапном расширении потока определяются по формуле

$$\Delta P_p = \xi_p \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (5.4)$$

где ξ_p – коэффициент сопротивления при внезапном расширении.

В таблице 5.2 приведены значения ξ_c при различных значениях числа Рейнольдса степени сужения и $F_0/F_1 = \frac{h}{h + hp}$.

Таблица 5.2. Коэффициент сопротивления при внезапном расширении

F_0/F_1	Re					
	10^2	$2 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2$	10^3	$2 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$
0.1	1.70	1.65	1.70	2.00	1.60	1
0.2	1.40	1.30	1.30	1.60	1.25	0.7
0.3	1.20	1.10	1.10	1.30	0.95	0.6
0.4	1.10	1.00	0.85	1.05	0.80	0.4
0.5	0.90	0.75	0.65	0.90	0.65	0.3
0.6	0.80	0.60	0.40	0.60	0.50	0.2

Так как скорости в формулах (5.3) и (5.4) относятся к более узкому участку, формулы потери давления при внезапном сужении и внезапном расширении можно объединить в одну формулу местной потери давления:

$$\Delta P_m = \Delta P_c + \Delta P_p = (\xi_c + \xi_p) \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = \xi_m \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2},$$

где $\xi_m = \xi_c + \xi_p$ назовем коэффициентом местного сопротивления, значения которого приведены в таблице 5.3.

Таблица 5.3. Коэффициент местного сопротивления

F_0/F_1	Re					
	10^2	$2 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2$	10^3	$2 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$
0.1	3	2.7	2.52	2.64	2.1	1.65
0.2	2.6	2.25	2	2.1	1.65	1.2
0.3	2.3	1.95	1.7	1.74	1.25	1.02
0.4	2.1	1.80	1.35	1.4	1.05	0.75
0.5	1.8	1.4	1.07	1.2	0.85	0.6
0.6	1.6	1.16	0.75	0.84	0.65	0.45

Аппроксимация значений коэффициента местного сопротивления в затененной области таблицы 5.3, отвечающей реальным значениям величин характеристик испарительных насадок, представляется в виде:

$$\xi_M = (0,534 - 0,0001 \cdot Re) / (F_0 / F_1)^{1,3},$$

или

$$\xi_M = (0,534 - 12,5 \cdot V \cdot h) / \left(\frac{h}{h + hp} \right)^{1,3}$$

Таким образом, аэродинамическое сопротивление испарительной насадки, складываемое из транспортных и местных сопротивлений, можно представить в виде:

$$\Delta P = 217 \cdot \frac{L \cdot V}{h^2} \cdot 10^{-6} + (0,534 - 12,5 \cdot V \cdot h) / \left(\frac{h}{h + hp} \right)^{1,3} \cdot \frac{\rho V^2}{2}. \quad (5.5)$$

Испарительная насадка шириной $S_{гор}$ и высотой $S_{вер}$ при прямом охлаждении имеет чередующиеся «мокрые» каналы и пластины (Рис. 5.1).

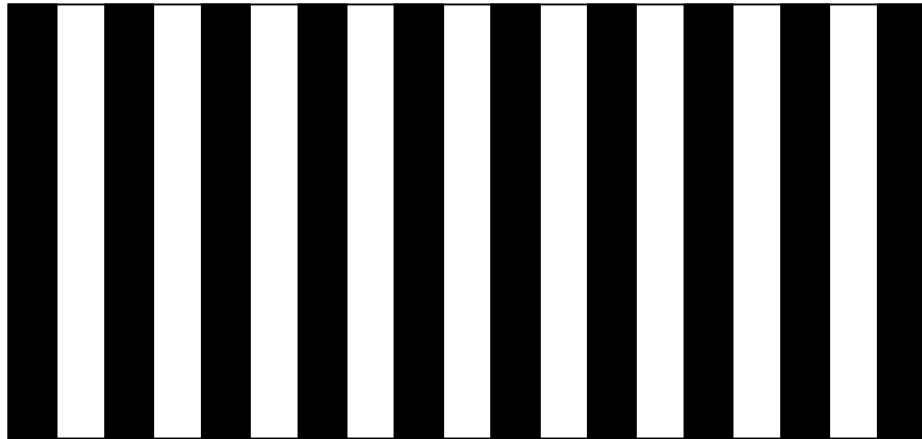


Рисунок 5.1. Поперечное сечение испарительной насадки

Тогда $S_{гор} = (h + hp)n + hp$, где n – количество «мокрых» каналов в насадке. Сечение, по которому воздух, имеющий расход G , проходит в пластине, определяется по формуле: $nhS_{вер}$, а скорость воздуха в каналах – соответственно по формуле:

$$V = G \frac{h + hp}{(S_{гор} - hp)hS_{вер}}. \quad (5.6)$$

Подставляя последнюю формулу в выражение для определения аэродинамического сопротивления испарительной насадки, получаем функциональ-

ную зависимость этого сопротивления от расхода воздуха и геометрических параметров охладителя:

$$\Delta P = f_1(G, L, h, hp, S_{\text{гор}}, S_{\text{вер}}). \quad (5.7)$$

5.2. Оптимизация параметров и режимов работы охладительных комплексов путем совместного моделирования аэродинамических и тепловых физических процессов в охладителях прямого принципа действия.

Основными факторами, определяющими эффективность работы водоиспарительного охладителя, являются параметры окружающего воздуха (температура и влажность), расход воздуха (зависит от производительности вентилятора и величины аэродинамических сопротивлений), геометрические параметры охладителя (длина и высота пластин испарительной насадки, ширина канала). Параметры наружного воздуха определяются типом климатической зоны и от исследователя не зависят, поэтому основным резервом повышения эффективности работы водоиспарительного охладителя является оптимизация его геометрических параметров.

За основной критерий оптимизации охладительного комплекса наиболее рационально принимать такие геометрические параметры и режимы его работы, при которых будет обеспечиваться максимальная холодопроизводительность, т.к. в этом случае будет наблюдаться наибольшая нейтрализация теплопритоков из помещения в жаркое время года. Ограничениями при достижении этого критерия являются габаритные возможности охладителей, их конструктивно–технологические особенности, а так же регламентируемые значения относительной влажности и скорости воздуха в зоне размещения птицы.

Прежде всего, ориентируясь на габаритные возможности, подбирается вентиляторный блок с известными расходно–напорными характеристиками

$$\Delta P_{\text{в}} = f_2(G). \quad (5.8)$$

Приравнивая правые части (5.7) и (5.8), получаем уравнение для определения расхода воздуха при выбранных геометрических параметрах испарительной насадки:

$$f_1(G, L, h, hp, S_{\text{гор}}, S_{\text{вер}}) = f_2(G). \quad (5.9)$$

Полученное значение расхода воздуха подставляется либо в полную модель прямого охлаждения, либо, с учетом (5.6), в формулу (5.9) для определения закона изменения температуры воздуха в охладителе и определения его холодопроизводительности.

Рассмотрим процесс влияния длины испарительной насадки и ширины ее каналов на холодопроизводительность охладителя. Расчеты проведем на примере охладителя состоящего из вентиляторного блока Multifan-130-V4DI5-5, расходно–напорная характеристика которого представлена на рис. 6.2, испарительной насадки, вертикальный и горизонтальный размеры которой приняли $0,75 \times 0,75$ м, с сечениями пластин 2 мм, а входные параметры воздуха: $t_n=30^\circ\text{C}$, $\phi_n=40\%$. Аппроксимация кривой рис. 5.2 представляется в виде:

$$\Delta P_{\text{в}} = 217,2 - 61,62G^2. \quad (5.10)$$

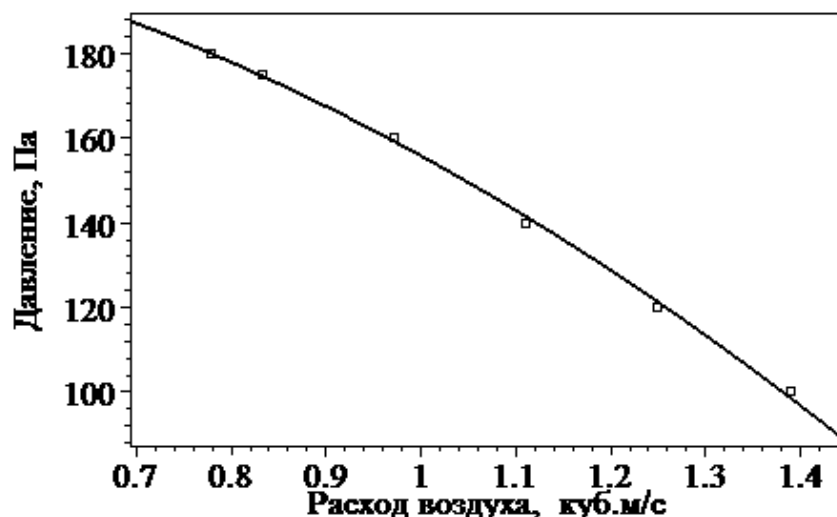


Рисунок 5.2. Расходно–напорная характеристика вентилятора ВО 06–300–4

Для определения характера воздействия длины насадки на холодопроизводительность охладителя при фиксированных значениях горизонтальных

размеров воздухопроводных каналов ($h=2$ мм, $hp=2$ мм) мы изменяли длину насадки от 0,15 м до 0,4 м. В таблице 5.4 представлены зависимости изменения скорости воздуха, его расхода и глубины охлаждения, относительной влажности на выходе, а так же сопротивления испарительной насадки и холодопроизводительность охладителя от его длины [73, 76, 78, 186, 187, 188, 211, 219].

Анализ поведения величин, непосредственно влияющих на холодопроизводительность Q , показал, что на этом участке глубина охлаждения воздуха вследствие увеличения рабочей площади пластин возрастает, а расход воздуха уменьшается по причине возрастающих аэродинамических сопротивлений насадки, но, не смотря на уменьшение расхода воздуха, холодопроизводительность растет вследствие интенсивного роста глубины охлаждения. Как видно из таблицы 5.4, максимальное значение Q достигается при относительной влажности воздуха 93,8%, т. е. не при полном насыщении воздуха влагой.

При дальнейшем увеличении длины холодопроизводительность, достигнув определенного максимума, убывает. Это происходит вследствие продолжающегося роста аэродинамических сопротивлений насадки, что влечет снижение расхода воздуха, не смотря на некоторое увеличение глубины охлаждения. Отметим, что снижение холодопроизводительности происходит более плавно, чем ее рост. Такое поведение кривой обосновано менее интенсивным увеличением аэродинамических сопротивлений вследствие снижения скорости воздуха [221, 225, 237].

Из описанного выше следует, что увеличение длины испарительной насадки охладителя свыше определенного значения приводит к снижению ее холодопроизводительности, но вместе с тем приближает температурный коэффициент эффективности E к его максимуму. Естественно, что взаимное влияние секундного расхода воздуха и глубины охлаждения может привести к тому, что при различных расходно-напорных характеристиках вентилятор-

ных блоков максимальная холодопроизводительность может быть получена при различных E .

Таблица 5.4. Влияние длины испарительной насадки на различные характеристики работы охладителя

Длина насадки L , м	Расход воздуха G , м ³ /ч	Скорость воздуха V , м/с	Глубина охлаждения Δt	ϕ_k , %	Q , Вт	ΔP , Па
0,15	5131	5,1	7,88	78,5	13171	23,0
0,18	5023	4,97	8,6	83,4	14072	41,7
0,21	4918	4,87	9,14	87,2	14665	56,3
0,24	4815	4,77	9,55	90,3	14994	66,2
0,27	4715	4,67	9,86	92,6	15151	73,6
0,28	4682	4,63	9,94	93,2	15171	79,9
0,29	4649	4,6	10	93,8	15178	83,7
0,30	4617	4,57	10,1	94,3	15172	86,7
0,31	4585	4,54	10,14	94,8	15156	88,9
0,34	4491	4,45	10,3	96	15055	90,8
0,37	4399	4,35	10,4	96,7	14893	91,8
0,40	4310	4,27	10,46	97,3	14689	94,9

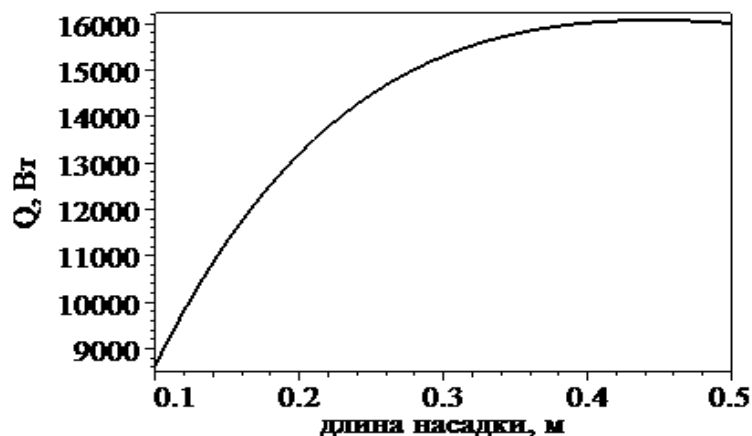


Рис. 5.3. Зависимость холодопроизводительности от длины насадки.

$H=2,5$ мм

Исследования показывают, что при $H=1,5$ мм максимальная холодопроизводительность достигается при длине насадки $L=0,17$ м, при этом расчеты показывают, что относительная влажность на выходе из охладителя

достигает 94.4%, а $Q=13783$ Вт. Расход воздуха при этом составляет 4237 м³/час.

С увеличением ширины каналов до $H=2$ мм максимальная холодопроизводительность достигается при длине насадки $L=0,29$ м, при этом расчеты показывают, что относительная влажность на выходе из охладителя достигает 94.3%, а $Q=151577$ Вт. Расход воздуха при этом составляет 4650 м³/час.

Из рис. 5.3 видно, что при $H=2,5$ мм максимальная холодопроизводительность достигается при длине насадки $L=0,45$ м, при этом расчеты показывают, что относительная влажность на выходе из охладителя достигает 94.7%, а $Q=16078$ Вт. Расход воздуха при этом составляет 4887 м³/час.

Отметим, что при вентиляторе с указанными расходно–напорными характеристиками максимальная холодопроизводительность достигается при относительной влажности на выходе из охладителя $\approx 94.5\%$.

Таким образом, расчеты, проведенные по совместной модели тепло-массопереноса и аэродинамических свойств пластинчатого охладителя, показали, что рациональный выбор геометрических размеров и режимов работы охладителя возможен только при условии учета расходно-напорных характеристик вентиляторных блоков для которых он предназначен. Соотношение размеров ширины каналов охладителя и его длины наряду с характеристиками входного воздуха определяется аэродинамическими свойствами вентиляторов. В свою очередь, подбор вентиляторов необходимо осуществлять в зависимости от зоотехнических требований, предъявляемых к конкретному птицеводческому помещению. При этом в обязательном порядке учитывается не только возраст, количество и способ содержания птицы, но и климатическая зона в которой расположено птицеводческое хозяйство, а также его индивидуальные геометрические особенности, к которым в первую очередь относят габаритные размеры, количество клеточных рядов и их высоту, расстояние от клеток до вентиляционных отверстий в стенах, расположение вентиляционных приточных шахт и т.д.

Только при условии соблюдения всех указанных особенностей того или иного птицеводческого помещения возможно организовать рациональную систему вентиляции оснащенную необходимыми охладительными блоками для жаркого периода года и тепловыми рекуператорами, рассчитанными на холодный период.

В жаркий период года от способа вентиляции того или иного объекта зависит возможное расположение в нем охладительных водоиспарительных блоков. Наиболее рационально, как было показано в подразделе 1.3 использование тоннельной системы вентиляции. В этом случае воздух, вследствие разряжения, создаваемого группой торцевых вентиляторов, поступает в помещение и наиболее равномерно распространяется по всему его объему, наиболее полно охватывая зону размещения птицы. При этом входные проемы расположены на достаточном удалении от клеточных батарей, что дает возможность скорости воздуха несколько сократится вследствие его распределения по объему помещения, и в зону размещения птицы он попадает со скоростью, которая не превышает зоотехнических норм.

Друга картина складывается в тех случаях, когда забор воздуха производится через боковые стенки. При таком варианте поток воздуха, забираемый через приточные клапаны, из-за плотного расположения клеточных батарей к боковым стенкам направляется в зону размещения птицы. При этом скорость такого потока в подавляющем большинстве случаев гораздо выше нормированных значений. Конечно, это приводит к тому, что птица постоянно находится на сквозняке, а это негативно сказывается на ее физическом состоянии и здоровье. Такая картина складывается в основном в тех хозяйствах, где помещения для напольного содержания птицы переоборудуют под содержание в клеточных батареях. При этом вентиляционные окна остаются на том же уровне – 10 – 15 см от пола.

Одним из вариантов для предотвращения подобных ситуаций является использование современных приточных клапанов, которые позволяют регулировать поток воздуха, поступающего в помещение. Кроме того, их более

рационально располагать в верхней части боковых стенок. Таким образом, более холодный воздух, попадая в помещение, будет смешиваться под коньком крыши с горячим воздухом птичника, и, аккумулируя его тепло и примеси, будет способствовать их удалению через вытяжные вентиляторы.

Этот способ наиболее оправдан и для тех птичников, которые расположены в зонах с более прохладным климатом. Так как количество дней в году с температурой выше критических отметок для содержания птицы в таких зонах не велико, и, воздух, поступающий в помещение, как правило, обладает температурой близкой к средним значениям и склоняется к нижнему пределу зоотехнически требуемых значений для содержания птицы.

В холодное время года, при использовании пластинчатых рекуператоров рекомендуется закрывать все имеющиеся в помещении вентиляционные отверстия. Это позволит организовать в нем необходимый воздухообмен, который будет контролируемо осуществляться только через воздухопроводы рекуператоров. Конечно, в более теплую погоду (при -5°C и выше) возможна дополнительная вентиляция через торцевые и приточные элементы вентиляционной системы.

Практика показывает, что только такая избирательность в подходе к каждому объекту может дать определенные значимые результаты отношении воздушной среды птицеводческих помещений и, как следствие, положительно скажется на продуктивности сельскохозяйственной птицы.

Поэтому, получив математический пакет инструментов для определения эффективности теплообменных блоков и температурно-влажностных характеристик воздушной среды птицеводческих помещений, мы должны детально изучить процесс работы теплообменников и их влияние на микроклимат птичника, как в холодное, так и в жаркое время года.

5.3. Состояние микроклимата птицеводческих помещений при использовании охладителей прямого принципа действия

Рассмотрим тепловой баланс птицеводческого помещения, рассчитанного на клеточное содержание 30 000 кур-несушек со средней массой одной птицы 1,6 кг. Общее количество постоянных теплопритоков составляет 322,6 кВт. Система вентиляции помещения – механическая комбитоннельного типа. В жаркий период года 6 вытяжных вентиляторов марки Multifan-130-V4DI5-5, расположенных в одном из торцов здания (рис. 5.4) обеспечивают необходимый воздухообмен в размере 180 тыс. м³/час. Приток воздуха в это время осуществляется через расположенные в противоположном торце здания вентиляционные проемы.

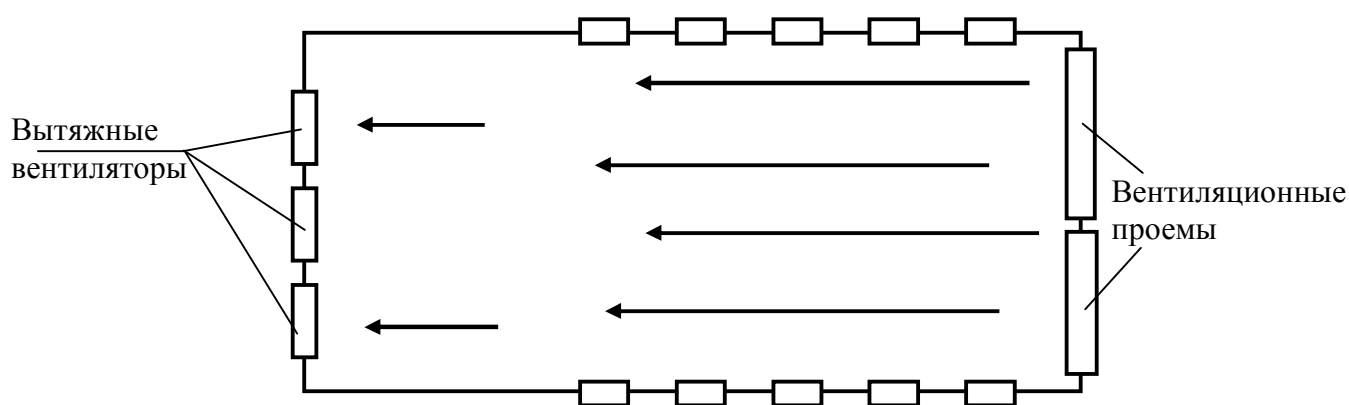


Рисунок 5.4. Комбинация тоннельной и продольной вентиляции в жаркое время.

Для охлаждения воздуха в указанных проемах располагают водоиспарительные охладители пластинчатого типа, которые представляют собой блок капиллярно-пористых пластин с нижним подводом воды (рис. 5.5.). Площадь поперечного сечения охладительного блока, связана с конструктивными особенностями данного помещения, и равна 20 м². Длина пластин определяется в зависимости от расходно-напорных характеристик вентиляторов, которыми оборудовано помещение и составляет 320 мм. При этом глубина охлаждения обрабатываемого воздуха в зависимости от среднесуточных изменений температурно-влажностных параметров окружающей среды нахо-

дится в пределах от 6 до 14 °С. Таким образом, холодопроизводительность пластинчатого водоиспарительного блока в совокупности с указанными вентиляторами составляет от 400 до 900 кВт.

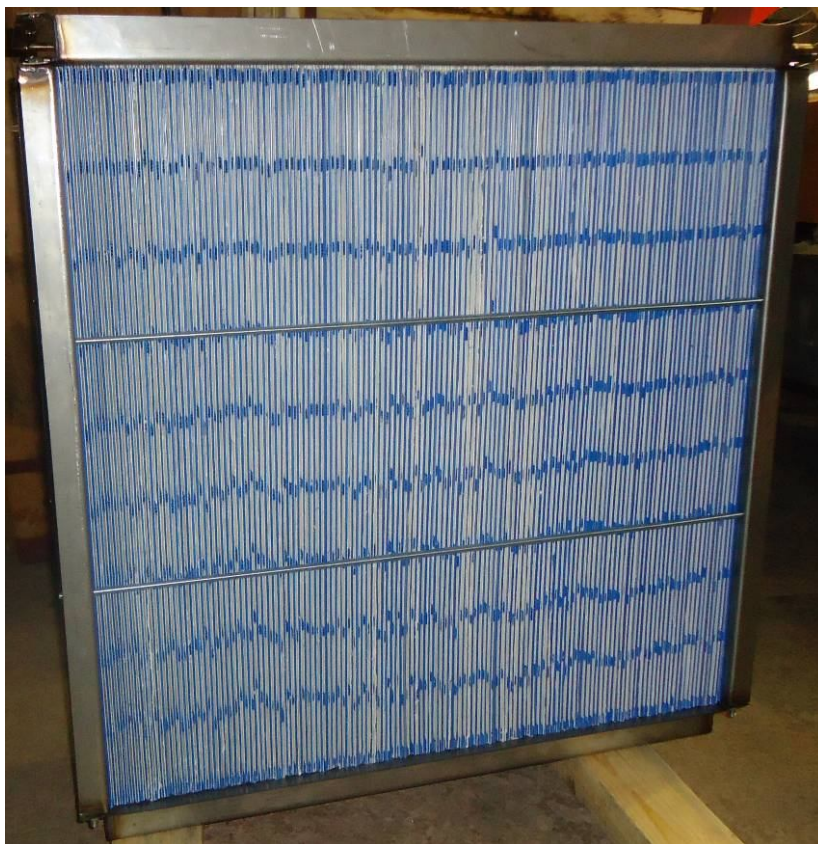


Рисунок 5.5 Фрагмент водоиспарительного охладителя при тоннельной схеме вентиляции

Для определения температуры воздуха в птицеводческом помещении возьмем формулу, полученную из теплового баланса птицеводческого помещения в разделе 1:

$$t_{\text{в}} = \frac{Q + G \cdot C \cdot t_{\text{к}} \cdot \rho + k_{\text{в}} \cdot t_{\text{н}}}{G \cdot C \cdot \rho + k_{\text{в}}},$$

где G —общий расход воздуха водоиспарительного пластинчатого блока, $t_{\text{к}}$ —температура на выходе из охладителя.

На рис. 5.6 показаны зависимости температуры воздуха в птицеводческом помещении при работе пластинчатого водоиспарительного блока (сечение каналов 2 мм) в совокупности с указанными вентиляторами при различных внешних условиях.

Как видно из представленной зависимости, работа водоиспарительного пластинчатого охладителя позволяет значительно улучшить температурные параметры воздушной среды птицеводческого помещения, приблизив их значения к регламентированным нормам. Для сравнения на рис.5.7 показаны возможности системы вентиляции, системы с орошаемыми ячеистыми матами и системы с пластинчатыми охладителями.

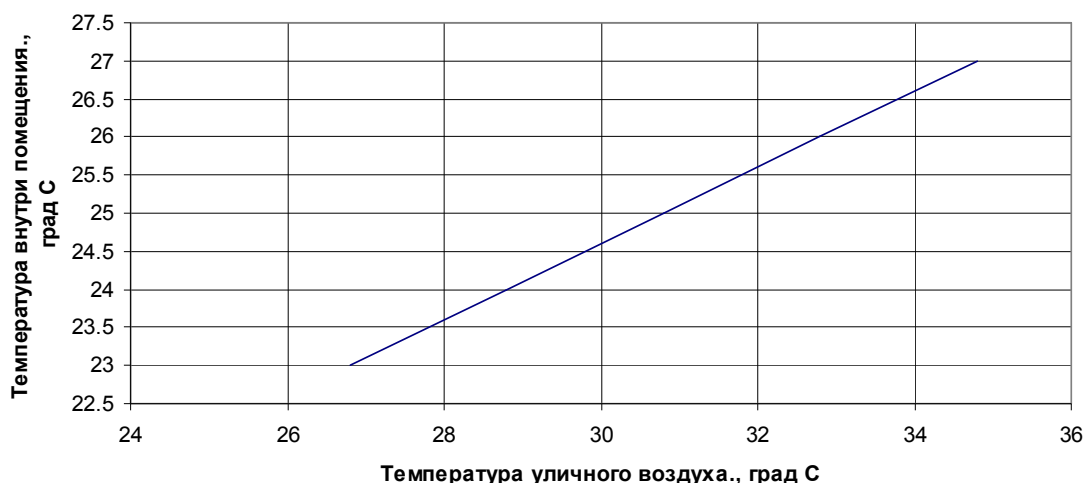


Рисунок 5.6. Зависимость температуры воздуха в помещении от температуры уличного воздуха.

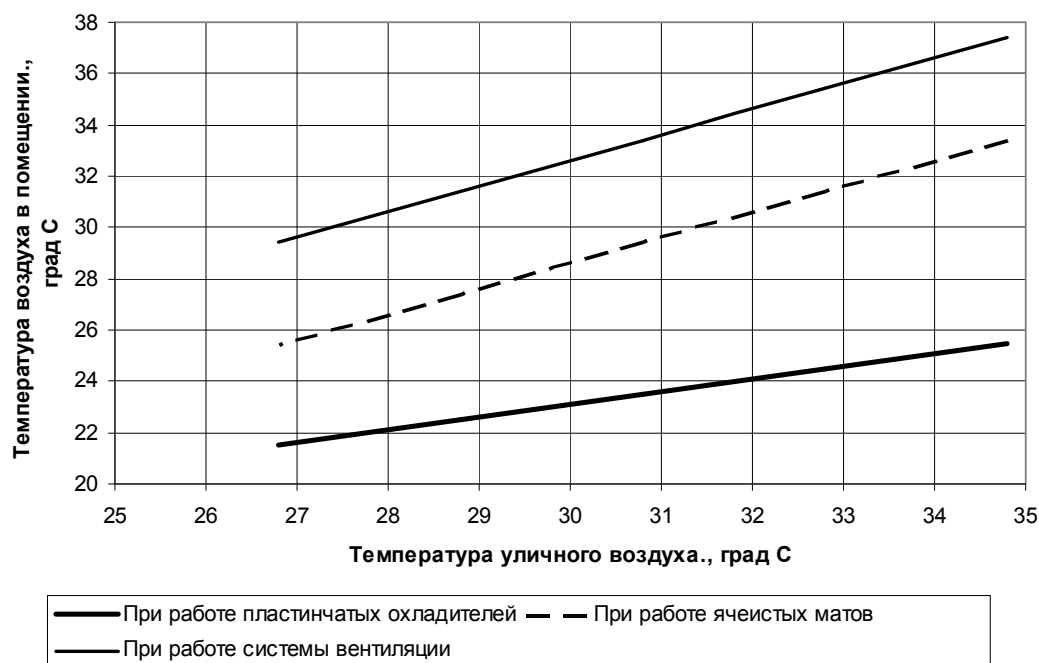


Рисунок 5.7. Зависимость температуры воздуха в помещении от температуры внешней среды.

Помимо очевидного преимущества по охлаждению воздушной среды птицеводческого помещения пластинчатыми блоками характер зависимости изменения температуры воздуха при работе различных систем позволяет сделать вывод о том, что при их работе эффективность охлаждения обрабатываемого воздуха выше в сравнении с ячеистыми матами. Этим объясняется более пологая зависимость, представленная на рис. 5.7. В то время как глубина охлаждения воздуха в ячеистых матах практически не изменяется и остается равной примерно 3 – 4 °С, этот же показатель для пластинчатых водоиспарительных блоков меняет свое значение в сторону увеличения при росте температуры внешнего воздуха. Это происходит вследствие более интенсивных процессов тепло-массопереноса, проходящих в каналах пластинчатого охладителя. В результате чего глубина охлаждения значительно изменяется и температура воздуха на выходе из охладителя увеличивается гораздо медленнее, нежели в случае с ячеистыми матами. Такое свойство пластинчатых водоиспарительных охладителей позволяет более ровно удерживать температуру воздуха в помещении.

Рассмотрим следующий вариант птицеводческого помещения с тем же количеством и способом содержания птицы, вентиляционная система которого не имеет торцевых вентиляционных проемов и весь воздух поступает в помещение через боковые вентиляционные окна. При этом вентиляция, как и в первом случае, строится по схеме с пониженным давлением. Разряжение создается шестью вентиляторами Multifan-130-V4DI5-5, обеспечивающими воздухообмен в размере 190 тыс. м³/час.

Конечно, такая вентиляция в сравнении с предыдущим вариантом менее рациональна вследствие того, что крайние ряды клеточных батарей расположены в непосредственной близости от вентиляционных окон и без должной организации воздушного потока будут находиться на сквозняке. В то же время до средних рядов клеточных батарей воздушный поток приточного воздуха доходит слабо из-за чего здесь образуются застойные воздушные зоны с повышенной концентрацией вредных веществ. Для нейтрализации по-

добных явлений на практике организуют дополнительный приток уличного воздуха через крышные вентиляционные шахты. Это позволяет в некоторой степени избавиться от застойных зон, но без дополнительных нагнетающих вентиляторов эффективность такого способа невелика.

В связи с этим предусмотрим в указанной вентиляционной схеме 4 нагнетающих вентилятора марки DJF (a)-1100. Они располагаются на крыше и через воздуховоды подают в вентиляционные шахты уличный воздух. Их производительность необходимо рассчитывать так, чтобы внутри помещения образовывался равный приток удаляемого из помещения воздуха как из зон где работают нагнетательные вентиляторы, так и от вентиляционных окон в боковых стенах птичника. В противном случае – при высокой производительности приточных вентиляторов – в некоторых областях помещения будет создаваться избыточное давление, что создаст препятствие для поступления воздуха через боковые вентиляционные окна (рис. 5.8).

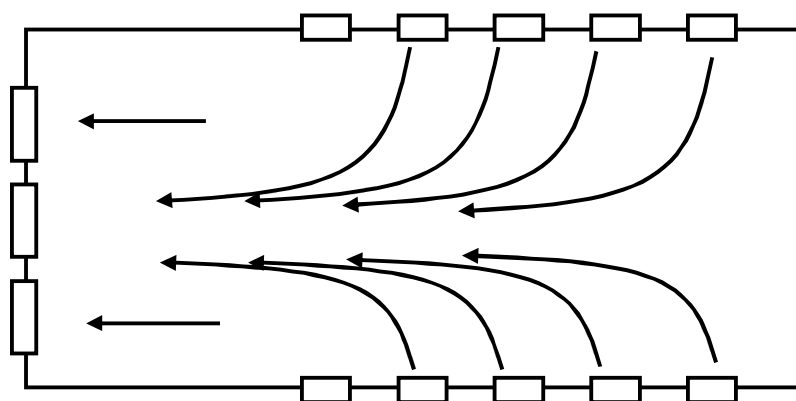


Рисунок 5.8 Птицеводческое помещение с боковыми вентиляционными окнами.

Для организации охлаждения приточного воздуха предлагается разместить пластинчатые водоиспарительные охлаждающие блоки прямого действия в боковых вентиляционных окнах. При этом свободные окна необходимо закрыть, чтобы обеспечить приток в помещение только охлажденного воздуха. Эти блоки помимо пластинчатых водоиспарительных охладителей включают в себя нагнетательные вентиляторы и блок управления

подводом воды и регулирования производительностью данного блока (рис 5.9, рис. 5.10)

Для указанного помещения необходимо 16 блоков, оборудованных центробежными вентиляторами 3G280 с двигателями M3G084-FA. Каждый вентилятор обеспечивает расход воздуха 8 тыс. м³/час.

Геометрические размеры охлаждающего блока рассчитаны по предложенной методике. Габариты блока высота*ширина*длина 0,75м*0,75м*0,38м. Ширина каналов 2 мм. При указанных размерах с данными центробежными вентиляторами холодопроизводительность одного блока составляет 24 кВт.

Расчеты температуры внутри помещения при работе такой системы охлаждения показывают, что в зависимости от температуры наружного воздуха в помещении будут организованы следующие температурные параметры воздушной среды (рис. 5.11).



Рисунок 5.9 Водоиспарительный пластинчатый охладитель воздуха
(охладительный блок)



Рисунок 5.10 Водоиспарительный пластинчатый охладитель воздуха
(охладительный блок)

Конечно, в сравнении с первым вариантом эффективность такого способа организации охлаждения несколько ниже. Однако, в сравнении с вариантом в котором применяется только вентиляция эффект достаточно весомый.

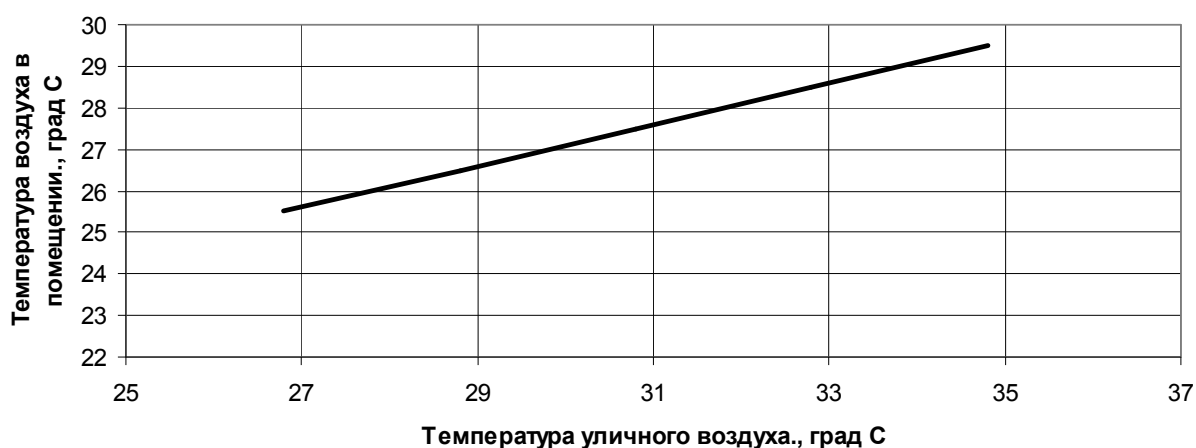


Рисунок 5.11. Зависимость температуры воздуха в помещении от температуры внешней среды.

Заметим, что без значительной реконструкции и изменения вентиляционной схемы организовать в данном помещении охлаждение приточного воздуха с помощью ячеистых матов невозможно. Таким образом, применение предлагаемых водоиспарительных пластинчатых охладителей в этом случае не имеет альтернативы.

5.4. Расчет влажностного баланса птицеводческого помещения с тоннельной системой вентиляции.

В связи с тем, что поступающий из охладителя в помещение влажный воздух будет оказывать значительное влияние на показатели относительной влажности воздушной среды птицеводческого помещения, которые как известно [137, 180, 193, 198] жестко нормируются, при проектировании водоиспарительных охладителей необходимо строго учитывать его влияние на влажностный баланс птицеводческого помещения.

Методика расчета влажностного баланса представлена в подразделе 2.4. Решая уравнение

$$W_{\text{п}} + W_{\text{вен}} + W_{\text{т}} - W_{\text{вых}} = 0.$$

относительно ϕ , можно получить зависимость величины относительной влажности воздуха внутри помещения от влажности воздуха на выходе из охладительного блока, влаговыделений птицы, технологического оборудования и температурно-влажностных параметров внешней среды.

Рассмотрим влажностный баланс птицеводческого помещения, рассчитанного на клеточное содержание 30 000 кур-несушек со средней массой одной птицы 1,6 кг. Общее количество влаговыделений от птицы составляет 25 г/с. Система вентиляции помещения – механическая комбитоннельного типа. В жаркий период года 6 вытяжных вентиляторов марки Multifan-130-V4DI5-5, расположенных в одном из торцов здания, обеспечивают необходимый воздухообмен в размере 180 тыс. м³/час. Приток воздуха в это время осуществляется через расположенные в противоположном торце здания вентиляционные проемы.

Для охлаждения воздуха в указанных проемах располагают водоиспарительные охладители пластинчатого типа, которые представляют собой блок капиллярно-пористых пластин с нижним подводом воды.

Охлажденный воздух имеет достаточно высокие показатели относительной влажности. До недавнего времени считалось, что наиболее рацио-

нальная работа охладителя будет в том случае, когда относительная влажность охлажденного воздуха будет практически равна 100%. В этом случае один из показателей работы водоиспарительных охладителей, а именно температурный коэффициент эффективности, определяемый по формуле

$$E = \frac{t_n - t_k}{t_n - t_{\text{мт}}},$$

где $t_{\text{мт}}$ – температура внешнего воздуха по мокрому термометру, °C, который характеризует глубину охлаждения воздуха кондиционером был равен 1. Под глубиной охлаждения понимается разность между температурой воздуха на входе в охладитель (t_n) и температурой на выходе из него (t_k).

С одной стороны, это справедливо, т.к. охлажденный воздух набрав 100%-ную влажность «исчерпал» свой физический запас по испарению влаги, а стало быть потратил всю свою энергию и максимально охладился.

Однако в работах [100, 103] доказано, что при таких режимах необоснованно завышаются продольные размеры охладителя, что резко повышает транспортные аэродинамические сопротивления водоиспарительного блока и, тем самым, снижает расход воздуха. При этом, если глубина охлаждения на заключительном участке меняется незначительно, то расход воздуха вследствие резкого роста аэродинамических сопротивлений возрастает в разы. Это в свою очередь снижает холодопроизводительность, а стало быть и эффективность работы водоиспарительного блока по нейтрализации теплопритоков в обрабатываемом им помещении.

К тому же, как показано в подразделе 2.4., при таких значениях относительной влажности охлажденного воздуха ее значения в помещении будут значительно превышать зоотехнические нормы. В указанном в этой главе примере влажность воздуха внутри помещения близка к 85% при заданном диапазоне 60 – 70%, что при определенных температурах в помещении может вызвать у птицы состояние «тепловой прострации».

Логичным видится предложенное в подразделе 5.2 решение о снижении относительной влажности охлажденного воздуха за счет сокращения

длины каналов испарительного блока. Вместе с тем доказано [93, 94, 189, 190, 222, 230], что это повысит расход воздуха и, как следствие, холодопроизводительность.

Расчеты, проведенные по совместной модели тепло-массопереноса и аэродинамических сопротивлений, позволили определить для рассматриваемого птичника наиболее рациональные размеры водоиспарительного блока. При общей площади поперечного сечения блока 20 м^2 , длина пластин, которая определяется в зависимости от расходно-напорных характеристик вентиляторов составила 320 мм.

При глубине охлаждения от 6 до 14 °С, холодопроизводительность данного блока находится в пределах от 200 до 940 кВт. При этом относительная влажность охлажденного воздуха $\phi=90 - 95\%$.

При указанных режимах работы в рассматриваемом помещении создаются такие влажностные условия, которые удовлетворяют зоотехническим требованиям при содержании птицы (рис. 5.12)

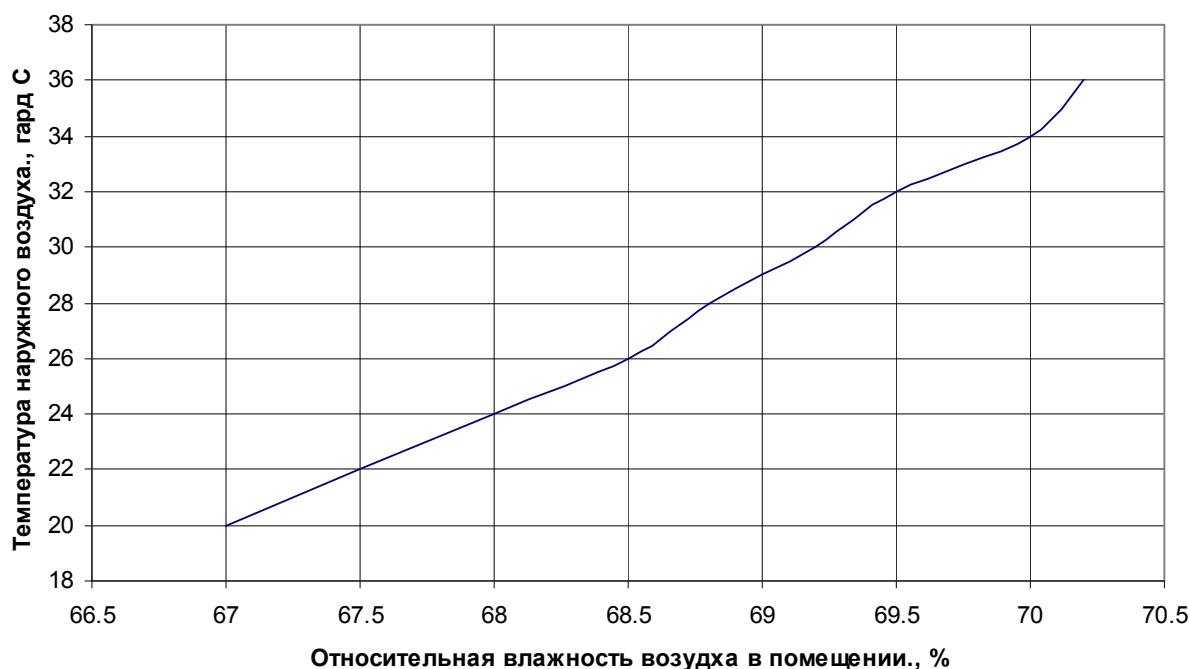


Рисунок 5.12. Зависимость относительной влажности воздуха в помещении от параметров наружного воздуха

Данные, приведенные в таблице 5.5, позволяют сделать вывод о том, что в диапазоне температур уличного воздуха от 20 до 36 °С, применение водоиспарительного пластинчатого охладителя позволяет создать птицеводческом помещении регламентируемые значения температуры и влажности.

Таблица 5.5 Характеристики воздушной среды птицеводческого помещения при работе водоиспарительного охладителя.

Температура воздуха на улице	Влажность воздуха на улице	Температура охлажденного воздуха на выходе из каналов охладителя	Влажность охлажденного воздуха на выходе из каналов охладителя	Холодопроизводительность системы	Влажность воздуха внутри помещения
$t_n, ^\circ\text{C}$	%	$t_k, ^\circ\text{C}$	%	кВт	%
20	65	17	90	200	68
22	60	18	91	265	68
24	55	18	91	400	68
26	50	18	92	530	69
28	45	18	92	660	69
30	40	19	93	730	69
32	35	20	93	790	70
34	30	21	94	840	70
36	25	21	95	940	71

Проводя оценку теплового баланса для второго варианта вентиляции – через боковые вентиляционные окна, учтем, что часть воздуха подается в помещение через крышу. В этой связи необходимо принять во внимание, что 130 тыс. м³/час воздуха, который проходит через водоиспарительные блоки и поступают в помещение через боковые вентиляционные окна имеет повы-

шенные показатели влажности, а оставшиеся 60 тыс. м³/час, входят через крышные шахты и имеют на входе в помещение параметры идентичные аналогичным значениям уличного воздуха.

Поэтому для такого случая уравнение влажностного баланса будет иметь следующий вид:

$$W_{\Pi} + W_{\text{ш}} + W_{\text{всн}} + W_{\text{т}} - W_{\text{вых}} = 0,$$

где $W_{\text{ш}}$ – количество влаги, вносимое в помещение с наружным воздухом через крышные шахты.

Расчеты, проведенные по указанному уравнению влажностного баланса, позволили определить значения относительной влажности воздуха в помещении при различных температурно-влажностных параметрах окружающей среды (Рис. 5.13).

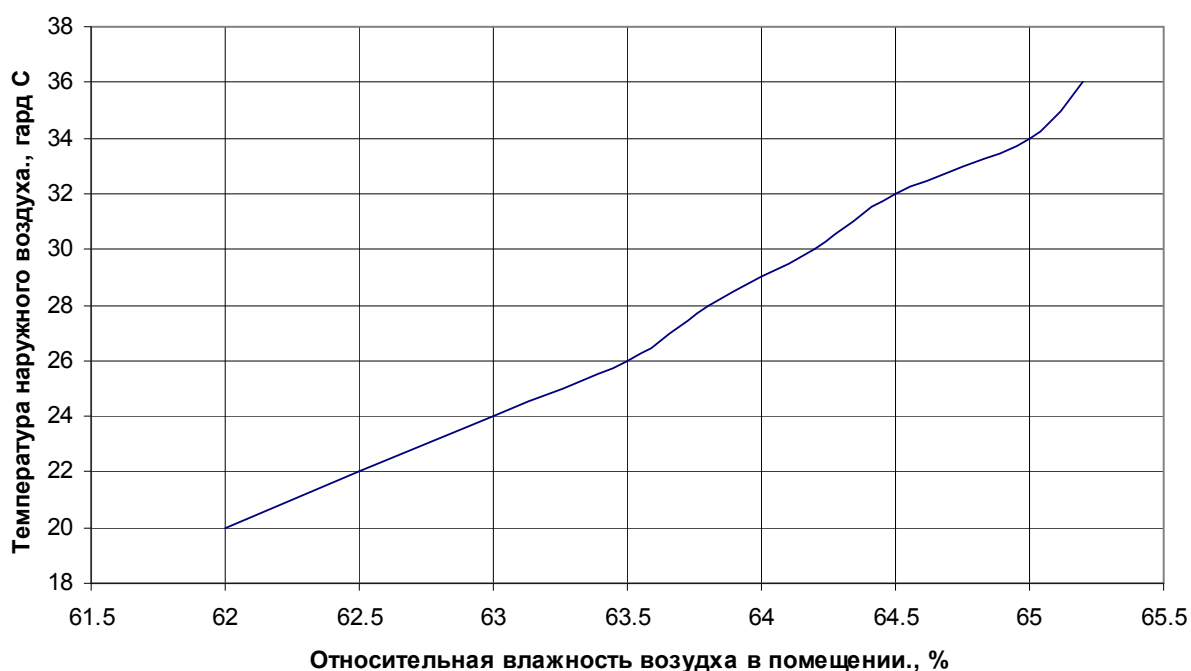


Рисунок 5.13 Зависимость относительной влажности воздуха в помещении от параметров наружного воздуха

Как и следовало ожидать, в этом случае значения влажности воздушной среды внутри помещения снижаются в сравнении с предыдущим вариантом и лежат строго в заданных зоотехнических пределах. Это объясняется тем, что не весь входящий в помещение воздух подвергается обработке в водоиспарительных охладителях. Та его часть, которая входит в помещение че-

рез крышу имеет относительно низкое значение по влажности и компенсирует ее высокое значение у охлажденного потока воздуха.

Для сравнения приведем три зависимости, которые наглядно показывают преимущество работы водоиспарительных охладителей в сравнении с системой вентиляции (рис. 5.14).

Представленные зависимости однозначно показывают, что работа вентиляционной системы не может создать в помещении необходимых влажностных параметров. Более того при работе системы вентиляции воздух пересушен до 46 – 53%. Этим, несомненно, еще раз обосновывается применение водоиспарительных охладителей. В случае работы ячеистых орошаемых матов относительная влажность в помещении полностью удовлетворяет регламентированным значениям, тогда как при работе предлагаемых пластинчатых охладителей она, находясь в пределах, близка к верхней границе. Однако, как было показано ранее, это можно компенсировать за счет притока воздуха, минуя водоиспарительные блоки.

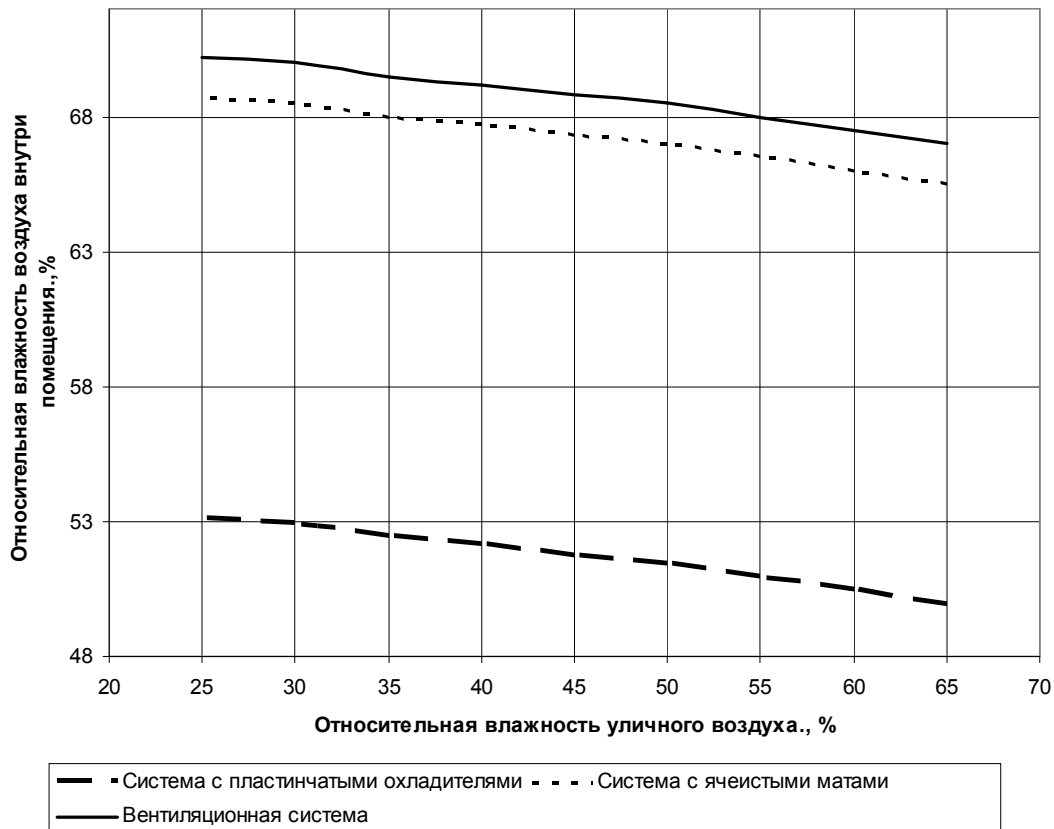


Рисунок 5.14. Относительная влажность воздуха при работе вентиляционной и охладительных систем.

5.6. Расчет теплового баланса птицеводческого помещения, оборудованного пластинчатыми рекуператорами тепла.

В холодное время года птицеводческие помещения традиционно отапливаются одним из способов указанных в главе 2.5. Эффективность различных систем отопления зависит от способа их организации, вида используемого топлива и т.д. Сравнительный анализ показывает, что наибольшим эффектом обладают системы, в которых обогреватели размещены непосредственно в зале для размещения птицы. В этом случае их КПД приближается к 95%, т.к. практически все получаемое от них тепло идет на обогрев воздушной среды помещения.

Однако, из-за необходимости в постоянном притоке свежего воздуха, а следовательно и в соразмерном удалении воздуха из помещения, наблюдаются значительные потери тепла. По этой причине работа различных систем отопления в холодное время года должна вестись практически постоянно, что связано с большими энергетическими затратами. К тому же для гарантированного воздухообмена по всему объему помещения требуется организовать равномерный приток свежего воздуха, а значит и его равномерное удаление. Механические системы вентиляции, которыми оборудовано большое количество птицеводческих хозяйств, не позволяют решить эту задачу. Это прежде всего связано с тем, что применяемое в них вентиляционное оборудование и варианты его размещения зачастую не рассчитаны на то количество и на тот способ содержания птицы которая в них находится. Из-за этого, клеточные батареи, расположенные вдоль стен находятся на сквозняке, тогда как в центре зала, и у неветилируемого торца образуются застойные воздушные зоны.

Для их нейтрализации необходимо увеличивать производительность вентиляторов, которые удаляют воздух из помещения, однако это приведет к необоснованно завышенному увеличению скорости воздуха в большей части птичника, а это повлечет за собой возникновение у птицы простудных забо-

лений, т.к. нормы по скорости воздуха и кратности его обмена в помещении в зимнее время года гораздо ниже в сравнении с летним и составляют: $0,7 \text{ м}^3/\text{час}$ на 1 кг живого веса птицы при скорости $0,5 \text{ м/с}$.

Организовать подобный режим движения и смены воздуха при существующих системах вентиляции крайне затруднительно. Из-за аэродинамических сопротивлений клеточных батарей воздушная масса весьма неподвижна. В итоге смена воздуха происходит только в тех зонах птичника, которые близко расположены к вытягивающим вентиляторам. При этом скорость его движения превышает указанные значения.

Избежать подобной картины можно, но с одним условием. Вытягивающие и всасывающие вентиляторы должны равномерно располагаться по всему периметру помещения и на его крыше. Только в этом случае можно будет добиться равномерного движения воздуха по всему объему птичника. Однако, в этом случае возникает необходимость подогрева приточного воздуха. Но в связи с тем, что многочисленные всасывающие вентиляторы равномерно размещены по всему периметру помещения эта задача многократно усложняется как в техническом плане, так и по энергозатратам.

По этим причинам, а также для того чтобы избежать колоссальных потерь тепла, связанных с удалением из помещения загрязненного воздуха, рекомендуется применение пластинчатых рекуператоров.

В холодный период года критерием оптимизации является минимизация энергетических затрат на обогрев птицеводческого помещения, а ограничениями – осуществление необходимой кратности воздухообмена и поддержание в помещении регламентируемой температуры.

Построенные в предыдущих главах математические модели физических процессов переноса энергии в теплообменниках, а также учет их аэродинамических сопротивлений позволили разработать геометрические параметры и режимы работы рекуператоров в зависимости от индивидуальных особенностей птицеводческого помещения, для которого они предназначены.

Проведем оценку теплового баланса птицеводческого помещения, рассчитанного на содержание 30 тыс. кур-несушек со средней массой 1,6 кг, содержащихся в клеточных батареях. Для обогрева в зимнее время года помещение оборудовано пластинчатыми рекуператорами, расположенными на крыше здания. Приток и забор воздуха из птичника происходит через вентиляционные шахты. Для этого каждый рекуператор помимо пластинчатого теплообменного блока оборудован двумя центробежными вентиляторами 3G280 с двигателями M3G084-FA. Расход вентилятора 4 тыс. м³/час. Для обеспечения необходимой кратности обмена воздуха, в объеме 32 тыс. м³/час на 1 кг живого веса птицы, в рассматриваемом птичнике размещено 8 рекуператоров. Их расстановка по крыше здания обеспечивает равномерное удаление и приток воздуха в указанное помещение (рис. 5.15).

Практически весь воздух выходит из помещения под действием разряжения, создаваемого вентиляторами рекуператоров, через вентиляционные шахты и, проходя через теплообменные блоки, отдает свое тепло через их стенки приточному воздуху.

Стоит учесть, что при таком способе обогрева необходимо предусмотреть дополнительные вентиляционные каналы для частичного отвода воздуха из помещения в обход рекуператоров. Это связано с тем, что при более высокой температуре уличного воздуха нет необходимости возвращать в помещение все выделяемое в нем тепло. В ряде случаев для поддержания в нем необходимой температуры достаточно возвращать определенный процент теплопритоков. Для этого часть воздуха, удаляемого из помещения, должна выбрасываться в обход рекуператоров через дополнительные вентиляционные каналы.

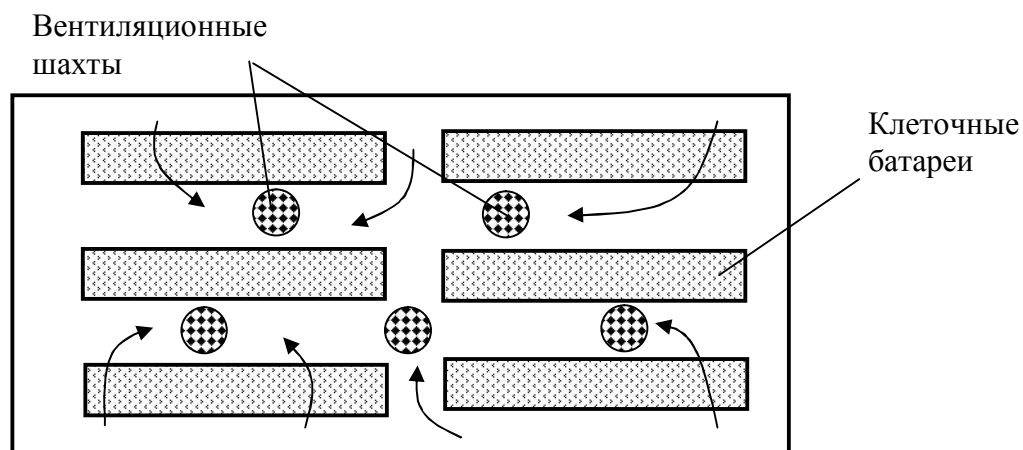


Рисунок 5.15. Размещение рекуператоров на крыше здания.

Этими каналами могут служить как вентиляционные окна, расположенные в стенах здания, так и крышные шахты.

Расчеты, проведенные по предложенным моделям теплопереноса с учетом аэродинамики теплообменников, показали, что для минимальной системы вентиляции данное помещение при указанных вентиляторах необходимо оборудовать рекуператорами, которые позволяют при температуре -30°C подогреть поступающий в помещение воздух до -10°C . На 5.15 показана динамика изменения температур воздуха в рекуператоре с габаритными размерами $1\text{ м} \times 1\text{ м}$ и каналами длиной $1,2\text{ м}$ сечением 3 мм при необходимом расходе воздуха для одного рекуператора $4\text{ тыс. м}^3/\text{час}$.

Уравнение теплового баланса птицеводческого помещения имеет вид:

$$K_v(t_n - t_{вн}) + C\rho G_{вх} t_{вх} - C\rho G_{вых} t_{вн} - C\rho G_{инф} t_{вн} + Q_{ст} = 0$$

Здесь $K_v = \sum k_i F_i$ – коэффициент, характеризующий теплопередачу через ограждающие помещение конструкции, C и ρ – соответственно теплоемкость и плотность воздуха, $G_{вх}$ – расход приточного воздуха, $G_{вых}$ – расход воздуха, удаляемого через рекуператор, $G_{инф}$ – расход воздуха, удаляемого через дополнительные каналы; $Q_{ст}$ – стационарные тепlopоступления в помещение.

воздуха выше 0°C необходимо увеличивать расход приточного воздуха для создания регламентируемой температуры в помещении.

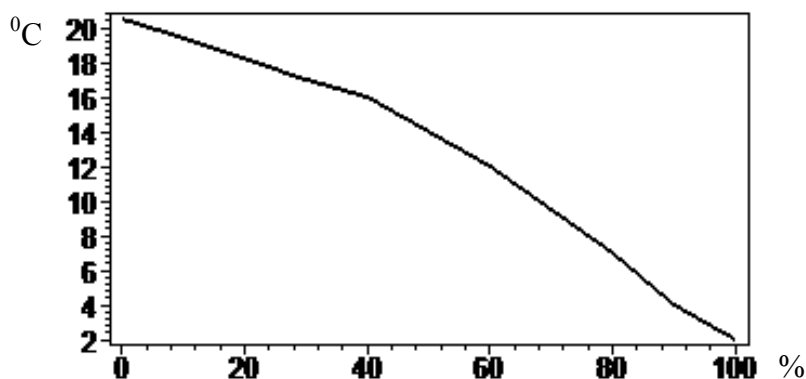


Рисунок 5.16 Зависимость температуры в помещении от процентного отношения объема бросового воздуха к общему объему отведенного воздуха

Таблица 5.6. Доля бросового воздуха в зависимости от температуры окружающей среды.

Температура наружного воздуха, $t_n, ^{\circ}\text{C}$	Расход через дополнительные каналы $G_{inf}, \%$	Температура в помещении, $t_{вн}, ^{\circ}\text{C}$
-30	0	10,8
-25	35	11,1
-20	62	10,8
-15	80	11,5
-10	100	11,8
-5	100	16,8
0	100	21,8

Таким образом, с помощью рекуперационной установки можно утилизировать и вернуть обратно в помещение до 95% тепла, которое обычно просто выбрасывается в атмосферу вместе с отработанным воздухом.

хом. Использование системы микроклимата с рекуперацией тепла позволяет в любое время года добиваться в помещении параметров микроклимата, близких к научно обоснованным и, как следствие, избавившись от болезней птицы и ее падежа, достигнуть максимальной продуктивности птицы.

5.6. Выводы:

1. Проведена оценка аэродинамических сопротивлений водоиспарительного охладителя. Предложена зависимость для определения коэффициента местных сопротивлений охладительных блоков с учетом их реальных геометрических характеристик.
2. Предложена совместная модель аэродинамических и теплофизических процессов в каналах охладителей и рекуператоров, позволяющая определять их наиболее рациональные геометрические параметры и режимы работы.
3. Проведены расчеты теплового баланса птицеводческих помещений с боковой и тоннельной вентиляцией. Определены наиболее рациональные размеры охладительных блоков и их холодопроизводительность. Для системы с тоннельной вентиляцией площадь орошаемых блоков 20 м^2 , при длине пластин 320 мм. Они обеспечат глубину охлаждения от 6 до 14°C и холодопроизводительность 400 – 900 кВт. Для боковой вентиляции необходимо 16 блоков с габаритами $0,75\text{м} \times 0,75\text{м} \times 0,38\text{м}$. Ширина каналов 2мм. При таких размерах холодопроизводительность одного блока составит 18 – 26 кВт.
4. Тепловой баланс для аналогичных помещений, показал, что при работе системы вентиляции воздух пересушен (относительная влажность 46 – 53%), тогда как применение пластинчатых охладителей с указанными размерами и при заданных режимах работы позволит создать в помещении необходимую влажность – 62 – 70%.
5. Расчет теплового баланса в холодное время года показал, что в случае применения 8 пластинчатых противоточных рекуператоров с габаритными размерами $1\text{м} \times 1\text{м} \times 1,2 \text{ м}$, шириной каналов 3мм и расходом воздуха 4 тыс. $\text{м}^3/\text{час}$ в помещении можно поддерживать требуемые температуры за счет тепла выделяемого птицей.

РАЗДЕЛ 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТ ПРИМЕНЕНИЯ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ В ПТИЦЕВОДЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЯХ.

6.1. Оценка годового экономического эффекта от реконструкции системы охлаждения воздуха птицеводческого помещения в жаркое время года.

Оценка экономического эффекта, связанная не только с экономией на приобретение и обслуживание охлаждающих системы, а также с затратами на приобретение для них энергоносителей, но и с повышением продуктивности птицы вследствие улучшения условий ее содержания, весьма сложна и должна проводиться по нескольким направлениям. Согласно рекомендациям, изложенным в работах [60, 65, 129, 154, 156], оценку экономического эффекта в области затрат на приобретение и эксплуатацию оборудования следует проводить в сравнении с определенным базовым объектом.

В нашем случае, в жаркое время года, за основу можно принять систему контроля и поддержания микроклимата «Климат – 2000» в птичнике, рассчитанном на 30 000 кур-несушек яичной породы, с клеточным содержанием. Номинальный расход воздуха в жаркий период года, обеспечиваемый шестью осевыми вентиляторами марки Multifan-130-V4DI5-5, который должна обеспечивать данная система для утилизации вредных примесей, составляет 180 000 м³/ч. В качестве устройства для охлаждения воздуха такая система оборудована увлажняемыми ячеистыми матами, площадь которых составляет 50м². При этом силовые блоки – вентиляторы, обеспечивающие приток свежего воздуха одинаковы как для базового, так и для предлагаемого варианта охлаждения. Следовательно, в этом случае основная разница в экономических затратах будет связана в сумме на приобретение и эксплуатацию увлажняемых матов и предлагаемых пластинчатых водоиспарительных блоков.

В связи с тем, что в настоящий момент большинство птицеводческих помещений оборудованы только механическими системами вентиляции и не предусматривают дополнительного охлаждения воздуха актуальным будет

вопрос об экономической оценке эффективности внедрения водоиспарительных блоков в подобное птицеводческое помещение.

В зимнее время в качестве базового объекта примем птичник, рассчитанный на 30 000 кур-несушек. Комбитоннельная система вентиляции данного помещения для зимнего времени оборудована тремя вытяжными вентиляторами марки DJF (a)-1100, оснащенными механизмом открывания жалюзи. Каждый вентилятор имеет производительность 30 тыс. м³/час. Для забора воздуха, в верхней части боковых стенок птичника расположено 45 воздушных клапанов марки CL 1200 B/F. Каждый клапан обеспечивает приток 2 тыс. м³/час. Подогрев воздуха в зимний период года осуществляется подвесными газовыми теплогенераторами закрытого горения марки 100P/PT. Тепловая мощность одной установки 100 кВт, расход природного газа 10 м³/час.

Вторым и не менее важным направлением выделим оценку эффекта от повышения продуктивности вследствие применения теплообменника.

Если первый показатель достаточно объективен и четко отражает экономическую разницу в затратах на приобретение и эксплуатацию базового устройства и предлагаемого теплообменника, то влияние теплообменника на продуктивность птицы оценить весьма сложно. Она, как известно, определяется множеством факторов и только на 20 – 30% зависит от температурно-влажностных параметров воздушной среды помещений. К примеру, если брать бройлерное птицеводство, то при комфортных температурах птица потребляет меньше корма, но при этом лучше набирает массу – следовательно, при учете экономического эффекта необходимо принимать во внимание не только живой привес птицы, но и снижение затрат на закупку кормов.

Немаловажным, а в некоторых случаях и определяющим является тот факт, что при критически низких или высоких температурах наблюдается гибель птицы. Практика показывает, что в жаркое время года из-за высоких температур внутри птичников, а также из-за недостаточной подачи свежего воздуха в зону размещения птицы хозяйства теряют до 7 – 10% поголовья продуктивной птицы. Та же картина может наблюдаться и в зимний период,

когда в помещении организуют минимальную вентиляцию, которая не обеспечивает достаточную подачу свежего воздуха по всему объему помещения. В результате в нем образуются локальные застойные зоны с повышенной концентрацией вредных примесей. При длительном пребывании в таких зонах птица гибнет. Известны случаи массового падежа сельскохозяйственной птицы, которая находилась в загазованном помещении без вентиляции. К примеру, в Горшеченском районе Курской области в апреле 2014 года в ЗАО «Курский агрохолдинг» из-за отключения системы вентиляции на 4 часа погибло более 700 тыс. кур. Следовательно, в анализе экономической состоятельности предлагаемых устройств необходимо учесть и этот, весьма значительный фактор.

Для объективной и всеобъемлющей оценки эффективности применения теплообменников постараемся учесть все обозначенные факторы. Для начала еще раз напомним некоторые зависимости продуктивности и физического состояния птицы от температурно-влажностных параметров воздушной среды помещения, а также от ее загрязненности и скорости движения воздуха в зоне размещения птицы.

Оптимальной температурой в помещениях для кур-несушек считается $15 - 18^{\circ}\text{C}$, для бройлеров в конце выращивания – $16 - 18^{\circ}\text{C}$ [30, 59, 63, 112, 162, 180, 193, 198 и др.]. При повышении температуры на каждый градус снижается яйценоскость на 1,5 – 2%, то же происходит и при температурах ниже нормы. В случае превышения температурных значений выше 35°C наблюдается падеж птицы.

Повышенные значения относительной влажности в совокупности с высокой температурой также приводят к перегреву организма птицы, что при длительном воздействии влечет ее гибель. Наиболее рациональным диапазоном относительной влажности является 60 – 70%. При более низких значениях резко снижается продуктивность птицы.

При отсутствии необходимой вентиляции уже через 2-3 часа воздух в помещении на 10-20% будет заполнен углекислым газом и птица погибнет в

результате выключения ее дыхательного центра, кислородной недостаточности и паралича органов дыхания. Однако скорость воздуха в зоне размещения птицы не должна превышать 0,5 – 2,5 м/с в зависимости от времени года и температуры воздуха в птичнике.

Таким образом, за оптимальный прием режим содержания птицы в жаркий период года: температура 12°C, относительная влажность 65%, скорость воздуха в зоне размещения птицы 1,5 м/с, кратность обмена воздуха в помещении 4,0 м³/час на 1 кг. веса птицы. В холодное время: температура 10°C, относительная влажность 65%, скорость воздуха в зоне размещения птицы 0,5 м/с, кратность обмена воздуха в помещении 0,7 м³/час на 1 кг. веса птицы.

При оценке годового экономического эффекта будем последовательно учитывать затраты на приобретение и установку предлагаемых теплообменников, а также эксплуатационные и прочие расходы, связанные с их содержанием как в жаркое, так и в холодное время года. Кроме того учтем повышение продуктивности вследствие улучшения температурно-влажностных параметров микроклимата птицеводческого помещения.

Расчет показателей экономической эффективности проведен согласно рекомендациям, изложенным в работах [55, 74, 59, 87].

В качестве объекта для сравнения принята система контроля и поддержания микроклимата «Климат – 2000» в птичнике, рассчитанном на 30 000 кур-несушек яичной породы, с клеточным содержанием. Номинальный расход воздуха в жаркий период года, обеспечиваемый шестью осевыми вентиляторами марки Multifan-130-V4DI5-5, который должна обеспечивать данная система для утилизации вредных примесей, составляет 180 000 м³/ч. Вентиляторы расположены в торце здания. Схема вентиляции – комбитоннельная. Глубина охлаждения, создаваемая ячеистыми матами, расположенными в противоположном торце здания, при указанном расходе в среднем составляет 3°C. Таким образом, холодопроизводительность рассматриваемой системы контроля параметров микроклимата оценивается в 270 кВт. Помимо вытяж-

ных вентиляторов и ячеистых матов, снабженных оросительной системой, комплекс оборудован датчиками контроля температуры и блоком управления.

С базовым вариантом сравнивали охлаждающий пластинчатый блок прямого водоиспарительного принципа действия, включающий в себя набор пластин, оборудованный автоматическим подводом воды. В совокупности с базовой системой вентиляции блок обеспечивает глубину охлаждения 8–12 °С. Это увеличивает холодопроизводительность предлагаемой системы охлаждения до 400 – 900 кВт. Технические характеристики сравниваемых объектов приведены в табл. 6.1.

Ожидаемые результаты при использовании водоиспарительного охлаждения: в расходе энергоносителей – снижение энергоемкости за счет использования пластинчатых водоиспарительных кассет и оптимизации их геометрических параметров; в результатах производства – повышение продуктивности птицы за счет улучшения температурно-влажностных параметров в помещениях.

Охладители используются в теплый период года. Количество дней работы в году – 84, длительность работы в сутки – 6 часов.

$$B_n = 4\,300\,000 \text{ руб.} \quad B_6 = 3\,700\,000 \text{ руб.}$$

B_n – балансовая стоимость нового охладителя, руб;

B_6 – балансовая стоимость базовой системы охлаждения, руб;

Годовая норма амортизации закладывается на восстановление материалов, из которых изготовлены пластинчатые маты в базовом объекте или пластинчатые кассеты охладителя при новом варианте. В процентах от балансовой стоимости она определяется по формуле

$$H = \frac{1}{T} \cdot 100,$$

где T – срок службы ячеистого мата или пластинчатого блока, год.

С учетом того что при базовом варианте $T_6 = 4$ года, а в новом случае $T_n = 8$ лет, получим

$$H_{\delta} = \frac{1}{T_{\delta}} \cdot 100 = \frac{1}{4} \cdot 100 = 25 \%,$$

$$H_{\text{н}} = \frac{1}{T_{\text{н}}} \cdot 100 = \frac{1}{8} \cdot 100 = 12,5 \, \%. .$$

Таблица 6.1. Технические характеристики охладительных систем.

Показатель	Базовая «Климат–2000»	Система с пла- стинчатым охла- дителем
1. Номинальный расход воздуха, м ³ /ч.	180 000	180 000
2. Холодопроизводительность , Вт.	198 000	400 000
3. Глубина охлаждения, °С.	3	8
4. Температура воздуха в птичнике (при температуре наружного воздуха =30 °С), °С	29	25
5. Количество вентиляторов марки Multifan-130-V4DI5-5	6	6
6. Производительность одного вен- тилятора, м ³ /час	31 500	31 500
7. Мощность одного электродвигате- ля, кВт	0,6	0,6
8. Площадь орошаемого мата / блока пластин, м ² .	50	20

При учете этого рассчитаем сумму амортизационных отчислений на полное восстановление в расчете на 1 час годовой загрузки в рублях. Она определяется из выражения

$$a = \frac{B \cdot H}{W \cdot 100},$$

где W_r – годовая загрузка, в часах. При условиях, что охладительный блок работает 84 дня в жаркий период года, по 6 часов каждый день

$$W_r = 84 \cdot 6 = 504 \text{ ч.}$$

Тогда

$$a^6 = \frac{B_6 \cdot H_6}{W_r \cdot 100} = \frac{3700000 \cdot 25}{504 \cdot 100} = 1835 \text{ руб.},$$

$$a^H = \frac{B_H \cdot H_a}{W_r \cdot 100} = \frac{4300000 \cdot 12,5}{504 \cdot 100} = 1066 \text{ руб.}$$

В связи с тем, что количество выпускаемой продукции при базовом и новом вариантах отличается, рассчитаем удельная энергоемкость производства в расчете на единицу продукции. Она определяется по формуле

$$N_{\text{уд}} = \frac{\mathcal{E}}{Q},$$

где $\mathcal{E}$ – номинальная потребляемая мощность, кВт. В расчетах будем учитывать только мощность, потребляемую вытяжными вентиляторами. Потребляемая мощность каждого из них 0,6 кВт. За жаркий период года вентиляционная система потребляет $\mathcal{E} = 0,6 \cdot 6 \cdot 504 = 1814,4 \text{ кВт}$. Q – количество получаемой продукции. В нашем случае в качестве продукта выступает яйцо куриное, шт. Для базового варианта количество яиц за расчетный период составляет $Q_6 = 1360800$ шт, при новом варианте охлаждения $Q_H = 1512000$ шт.

Таким образом

$$N_{\text{уд}}^6 = \frac{\mathcal{E}}{Q_6} = \frac{1814,4}{1360800} = 0,0013$$

$$N_{\text{уд}}^H = \frac{\mathcal{E}}{Q_H} = \frac{1814,4}{1512000} = 0,0010$$

Годовые эксплуатационные издержки определяются из выражения

$$I_r = O_m + \Gamma + P_m + A_m,$$

где O_m – оплата труда обслуживающего персонала при базовом и новом вариантах, 60 000 руб; $\Gamma = 1814,4 \cdot 5,26 = 9543$ руб – стоимость энергоносителей

для базового и нового варианта; A_m – сумма амортизационных отчислений на выполнение проектируемого объема работ, руб, определяемая формулой

$$A_m = a \cdot T_{\text{дн}} \cdot N_{\text{дн}},$$

где $T_{\text{дн}}$ – количество дней работы охладителя в году; $N_{\text{дн}}$ – длительность работы в сутки, час.

$$A_m^{\text{б}} = 1835 \cdot 84 \cdot 6 = 924840 \text{ руб},$$

$$A_m^{\text{н}} = 1066 \cdot 84 \cdot 6 = 537264 \text{ руб}.$$

P_m – затраты на ремонт, техобслуживание и хранение, руб, определяется из выражения

$$P_m = \frac{B \cdot n_p}{100}.$$

Здесь n_p – норма отчислений на техническое обслуживание и ремонт, определяемая в % к балансовой стоимости по формуле:

$$n_p = \frac{1}{T} \cdot 100.$$

Для рассматриваемого объекта, закладываем отчисления на ремонт и техническое обслуживание вентиляторов. Их балансовая стоимость с учетом монтажа составляет 125 тыс. руб. Срок их службы 15 лет. Так как они работают, как при базовом, так и при новом вариантах, то

$$n_p = \frac{1}{15} \cdot 100 = 6.7\%, \text{ тогда}$$

$$P_m^{\text{б}} = P_m^{\text{н}} = \frac{B \cdot n_p}{100} = \frac{125000 \cdot 6,7}{100} = 8375 \text{ руб}.$$

Определим годовые эксплуатационные издержки для базового и нового варианта:

$$I_r^{\text{б}} = 60000 + 9543 + 924840 + 8375 = 1002758 \text{ руб}$$

$$I_r^{\text{н}} = 60000 + 9543 + 537264 + 8375 = 615182 \text{ руб}.$$

Относительная экономия эксплуатационных издержек за год:

$$\mathcal{E}_n = \left(\frac{I_{\Gamma}^{\text{б}}}{Q_{\text{б}}} - \frac{I_{\Gamma}^{\text{н}}}{Q_{\text{н}}} \right) \cdot Q_{\text{н}},$$

где $I_{\Gamma}^{\text{б}}$, $I_{\Gamma}^{\text{н}}$ – годовые эксплуатационные издержки по базовому и новому вариантам соответственно, руб; $Q_{\text{б}}$, $Q_{\text{н}}$ – количество продукции, получаемой по базовому и новому вариантам.

$$\mathcal{E}_n = \left(\frac{1002758}{1360800} - \frac{615182}{1512000} \right) \cdot 1512000 = 498993 \text{ руб.}$$

Экономический эффект за жаркий период года от эксплуатации нового охладителя

$$\mathcal{E} = (\Pi_{\text{н}} - I_{\Gamma\text{н}}) - (\Pi_{\text{б}} - I_{\Gamma\text{б}}),$$

где $\Pi_{\text{н}}$, $\Pi_{\text{б}}$ – стоимость продукции по новому и базовому вариантам, определим исходя из цены за 1 яйцо – 2 руб 50 коп.

$$\Pi_{\text{б}} = 1360800 \cdot 2,5 = 3402000 \text{ руб}$$

$$\Pi_{\text{н}} = 1512000 \cdot 2,5 = 3780000 \text{ руб.}$$

С учетом данной отпускной цены, годовой экономический эффект от применения пластинчатых охладителей водоиспарительного принципа действия, за счет получения большего объема продукции и сокращения энергозатрат на получение единицы продукции составит:

$$\mathcal{E} = (3780000 - 615182) - (3402000 - 1002758) = 765576 \text{ руб.}$$

Таким образом, экономический эффект от применения пластинчатого водоиспарительного охладителя за жаркий период года составляет 765576 руб. Эта сумма складывается из сокращения удельных затрат на получение единицы продукции и повышения продуктивности птицы, которая при новом варианте охлаждения птицеводческого помещения выросла на 10%. Это объясняется тем, что с одной стороны, улучшенные параметры микроклимата благотворно влияют на физическое состояние птицы и она активнее производит, находясь в комфортной среде, с другой стороны практическое отсутствие периодов времени, когда птица находится в запредельных для себя

температурно-влажностных условиях значительно снижает ее выбраковку и падеж.

Таблица 6.2. Техничко-экономические показатели использования водоиспарительного охлаждения

Показатель	Базовая «Климат– 2000»	Система с пластинча- тым охладителем
1. Балансовая стоимость, руб.	3700000	4300000
2. Удельная энергоемкость, Вт. энергии / Вт. холода.	0,0013	0,0010
3. Эксплуатационные издержки за жаркий период года, руб.	1002758	615182
4. Экономия издержек за жаркий пе- риод года, руб.	—	498993
5. Экономический эффект за жаркий период года, руб.	—	765576

6.2. Оценка годового экономического эффекта от реконструкции механической системы вентиляции птицеводческого помещения в жаркое время года.

В качестве объекта для сравнения примем птицеводческое помещение, рассчитанное на 30 000 кур-несушек яичной породы с клеточным содержанием. В жаркий период года помещение оборудовано тоннельной вентиляцией. Охлаждение воздуха не предусмотрено. Номинальный расход воздуха в жаркий период года, обеспечиваемый шестью осевыми вентиляторами марки Multifan-130-V4DI5-5, который должна обеспечивать данная система для утилизации вредных примесей, составляет 180 000 м³/ч. Вентиляторы расположены в торце здания.

С базовым вариантом сравнивали аналогичный птичник, система вентиляции которого оборудована водоиспарительным пластинчатым охладителем прямого принципа действия, который включает в себя набор пластин, оборудованный автоматическим подводом воды. В совокупности с базовой системой вентиляции блок обеспечивает глубину охлаждения 8–12 °С. Холодопроизводительность при такой способе охлаждения воздуха составляет 400 – 900 кВт. Технические характеристики сравниваемых объектов приведены в табл. 6.3.

Таблица 6.3. Технические характеристики охладительных систем.

Показатель	Механическая система вентиляции	Система с пластинчатым охладителем
1. Номинальный расход воздуха, м ³ /ч.	180 000	180 000
2. Холодопроизводительность, Вт.	—	400 000
3. Глубина охлаждения, °С.	—	8
4. Температура воздуха в птичнике (при температуре наружного воздуха =30 °С), °С	32	25
5. Количество вентиляторов марки Multifan-130-V4DI5-5	6	6
6. Производительность одного вентилятора, м ³ /час	31 500	31 500
7. Мощность одного электродвигателя, кВт	0,6	0,6
8. Площадь орошаемого мата / блока пластин, м ² .	—	20

Ожидаемые результаты при использовании водоиспарительного охлаждения: в результатах производства – повышение продуктивности птицы за счет улучшения температурно-влажностных параметров в помещениях.

Охладители используются в теплый период года. Количество дней работы в году – 84, длительность работы в сутки – 6 часов.

$$B_n = 4\,300\,000 \text{ руб.} \quad B_6 = 1\,300\,000 \text{ руб.}$$

B_n – балансовая стоимость нового охладителя, руб;

B_6 – балансовая стоимость базовой системы охлаждения, руб;

Годовая норма амортизации закладывается на восстановление материалов, из которых изготовлены пластинчатые кассеты охладителя при новом варианте. В процентах от балансовой стоимости она определяется по формуле

$$H = \frac{1}{T} \cdot 100,$$

где T – срок службы ячеистого мата или пластинчатого блока, год.

С учетом того что в новом случае $T_n = 8$ лет, получим

$$H_n = \frac{1}{T_n} \cdot 100 = \frac{1}{8} \cdot 100 = 12,5 \, \%.$$

При учете этого рассчитаем сумму амортизационных отчислений на полное восстановление в расчете на 1 час годовой загрузки в рублях. Она определяется из выражения

$$a = \frac{B \cdot H}{W \cdot 100},$$

где W_r – годовая загрузка, в часах. При условиях, что охладительный блок работает 84 дня в жаркий период года, по 6 часов каждый день

$$W_r = 84 \cdot 6 = 504 \text{ ч.}$$

Тогда

$$a^n = \frac{B_n \cdot H_n}{W_r \cdot 100} = \frac{4300000 \cdot 12,5}{504 \cdot 100} = 1066 \text{ руб.}$$

В связи с тем, что количество выпускаемой продукции при базовом и новом вариантах отличается, рассчитаем удельная энергоемкость производства в расчете на единицу продукции. Она определяется по формуле

$$N_{\text{уд}} = \frac{\mathcal{E}}{Q},$$

где $\mathcal{E}$ – номинальная потребляемая мощность, кВт. В расчетах будем учитывать только мощность, потребляемую вытяжными вентиляторами. Потребляемая мощность каждого из них 0,6 кВт. За жаркий период года вентиляционная система потребляет $\mathcal{E}=0,6 \cdot 6 \cdot 504=1814,4$ кВт. Q – количество получаемой продукции. В нашем случае в качестве продукта выступает яйцо куриное, шт. Для базового варианта количество яиц за расчетный период составляет $Q_6=1134000$ шт, при новом варианте охлаждения $Q_n=1512000$ шт. Эта разница объясняется повышением продуктивности птицы за счет улучшения условий ее содержания. Работа водоиспарительных охладителей в сравнении с вентиляционной системой в жаркий период года способна понизить температуру воздуха внутри помещения на 6 – 8°C. Как известно, понижение температуры на каждый градус позволяет получить увеличение привеса птицы на 3%. Таким образом, работа системы охлаждения воздуха увеличивает продуктивность птицы в среднем на 20%.

Кроме того, при подсчете продуктивности стоит учесть, что работа охладительной системы значительно сокращает количество часов, во время которых температура в помещении превышает критические значения для содержания птицы 35 – 37°C. Если при работе системы вентиляции в жаркий период года накапливается порядка 140 – 180 часов, то при работе охладителей всего 20 – 40. Это сокращает выбраковку и падеж птицы в 5 – 7 раз. В этой связи продуктивность птицы может вырасти еще на 3- 5%. Таким образом, повышение продуктивности птицы за расчетный период вырастает на 23 – 25%.

Таким образом

$$N_{\text{уд}}^6 = \frac{\mathcal{E}}{Q_6} = \frac{1814,4}{1134000} = 0,0016$$

$$N_{\text{уд}}^n = \frac{\mathcal{E}}{Q_n} = \frac{1814,4}{1512000} = 0,0012$$

Годовые эксплуатационные издержки определяются из выражения

$$И_{\Gamma} = O_{\Gamma} + \Gamma + P_{\Gamma} + A_{\Gamma},$$

где O_{Γ} – оплата труда обслуживающего персонала при базовом и новом вариантах, 60 000 руб; $\Gamma=1814,4 \cdot 5,26=9543$ руб – стоимость энергоносителей для базового и нового варианта; A_{Γ} – сумма амортизационных отчислений на выполнение проектируемого объема работ, руб, определяемая формулой

$$A_{\Gamma} = a \cdot T_{\text{дн}} \cdot H_{\text{дн}},$$

где $T_{\text{дн}}$ – количество дней работы охладителя в году; $H_{\text{дн}}$ – длительность работы в сутки, час.

$$A_{\Gamma}^{\text{н}} = 1066 \cdot 84 \cdot 6 = 537264 \text{ руб.}$$

P_{Γ} – затраты на ремонт, техобслуживание и хранение, руб, определяется из выражения

$$P_{\Gamma} = \frac{B \cdot n_p}{100}.$$

Здесь n_p – норма отчислений на техническое обслуживание и ремонт, определяемая в % к балансовой стоимости по формуле:

$$n_p = \frac{1}{T} \cdot 100.$$

Для рассматриваемых объектов, закладываем отчисления на ремонт и техническое обслуживание вентиляторов. Их балансовая стоимость с учетом монтажа составляет 125 тыс. руб. Срок их службы 15 лет. Так как они работают, как при базовом, так и при новом вариантах, то

$$n_p = \frac{1}{15} \cdot 100 = 6.7\%, \text{ тогда}$$

$$P_{\Gamma}^{\text{б}} = P_{\Gamma}^{\text{н}} = \frac{B \cdot n_p}{100} = \frac{125000 \cdot 6,7}{100} = 8375 \text{ руб.}$$

Определим годовые эксплуатационные издержки для базового и нового варианта:

$$I_{\Gamma}^{\delta} = 60000 + 9543 + 8375 = 77918 \text{руб}$$

$$I_{\Gamma}^{\text{H}} = 60000 + 9543 + 537264 + 8375 = 615182 \text{руб}$$

Относительная экономия эксплуатационных издержек за год:

$$\mathfrak{E}_{\text{и}} = \left(\frac{I_{\Gamma}^{\delta}}{Q_{\delta}} - \frac{I_{\Gamma}^{\text{H}}}{Q_{\text{H}}} \right) \cdot Q_{\text{H}},$$

где I_{Γ}^{δ} , I_{Γ}^{H} – годовые эксплуатационные издержки по базовому и новому вариантам соответственно, руб; Q_{δ} , Q_{H} – количество продукции, получаемой по базовому и новому вариантам.

$$\mathfrak{E}_{\text{и}} = \left(\frac{77918}{1134000} - \frac{615182}{1512000} \right) \cdot 1512000 = -511291 \text{руб}.$$

Очевидно, что внедрение в существующую систему вентиляции охлаждающих блоков влечет за собой дополнительные расходы.

Вместе с тем, экономический эффект за жаркий период года от эксплуатации нового охладителя

$$\mathfrak{E} = (\Pi_{\text{H}} - I_{\Gamma\text{H}}) - (\Pi_{\delta} - I_{\Gamma\delta}),$$

где Π_{H} , Π_{δ} – стоимость продукции по новому и базовому вариантам, определим исходя из цены за 1 яйцо 2 руб 50 коп.

$$\Pi_{\delta} = 1134000 \cdot 2,5 = 2835000 \text{руб}$$

$$\Pi_{\text{H}} = 1512000 \cdot 2,5 = 3780000 \text{руб}.$$

С учетом данной отпускной цены, годовой экономический эффект от применения пластинчатых охладителей водоиспарительного принципа действия, за счет получения большего объема продукции и сокращения энергозатрат на получение единицы продукции составит:

$$\mathfrak{E} = (3780000 - 615182) - (2835000 - 77918) = 407740 \text{руб}.$$

Таким образом, экономический эффект от применения пластинчатого водоиспарительного охладителя за жаркий период года составляет 407740 руб.

Таблица 6.4

Технико-экономические показатели использования
водоиспарительного охлаждения

Показатель	Механическая система вентиляции	Система с пластинчатым охладителем
1. Балансовая стоимость, руб.	1300000	4300000
2. Удельная энергоемкость, Вт. энергии / Вт. холода.	0,0016	0,0012
3. Эксплуатационные издержки за жаркий период года, руб.	77918	615182
4. Экономия издержек за жаркий период года, руб.	—	-511291
5. Экономический эффект за жаркий период года, руб.	—	407740

**6.3. Определение экономической эффективности от применения
в птицеводческих помещениях рекуператоров тепла
в холодное время года**

Оценку экономического эффекта в зимний период проведем, приняв в качестве базового объекта, птичник, рассчитанный на 30 000 кур-несушек. Комбитоннельная система вентиляции данного помещения для зимнего времени оборудована тремя вытяжными вентиляторами марки DJF (a)-1100, оснащенными механизмом открывания жалюзи. Каждый вентилятор имеет производительность 30 тыс. м³/час. Для забора воздуха, в верхней части боковых стенок птичника расположено 45 воздушных клапанов марки CL 1200 В/Ф. Каждый клапан обеспечивает приток 2 тыс. м³/час. Подогрев воздуха в зимний период года осуществляется подвесными газовыми теплогенератора-

ми закрытого горения марки 100P/PT. Тепловая мощность одной установки 100 кВт, расход природного газа 10 м³/час.

За расчетный период примем зимнее время года со среднесуточной температурой воздуха ниже -5°C. Такой выбор обоснован тем, что при более высоких температурах уличного воздуха температура в помещении может поддерживаться при соответствующем режиме вентиляции в регламентированных рамках за счет тепла, выделяемого птицей.

При более низких уличных температурах в указанном птичнике необходимо обеспечить следующее количество тепловых притоков (табл. 6.5).

В качестве нового решения предлагается, вместо указанного оборудования птичника в вентиляционных шахтах установить 9 рекуператоров тепла, каждый из которых оборудован двумя вентиляторами DJF (a) – 750. Производительность каждого вентилятора 10 тыс. м³/час. Кроме вентиляторов рекуператоры оснащены теплообменными блоками, выполненными из ячеистого полипропилена толщиной 7 мм. Теплообменные блоки включаются в работу при температуре ниже -5°C.

Таблица 6.5. Требуемая теплопроизводительность генераторов при различной температуре окружающей среды.

Температура уличного Воздуха, °C	Теплопроизводительность генераторов, кВт.	Температура в птичнике, °C
-30	860	12,5
-25	690	12,5
-20	530	12,5
-15	360	13,0
-10	200	13,0
-5	30	13,0

Ожидаемые результаты при использовании рекуператоров тепла: в расходе материалов - отсутствие затрат на приобретение и обслуживание те-

теплогенераторов, а также для приобретения природного газа в качестве топлива для них.

При этом продуктивность птицы будем считать неизменной. Однако, строго говоря, применение рекуператоров тепла позволяя обеспечить равномерную смену воздуха в помещении, нейтрализует в нем застойные зоны с повышенной концентрацией вредных веществ. Это положительно сказывается на динамике снижения выбраковки и смертности птицы, что в свою очередь обеспечит некоторый прирост продуктивности. Оценку этого прироста можно провести только практическим путем, так как подобное явление сугубо индивидуально для каждого птицеводческого помещения. Поэтому в данных расчетах повышение продуктивности не закладывается.

Рекуператоры используются в холодный период года. Количество дней работы в году – 78, длительность работы в сутки в среднем 18 часов.

Балансовая стоимость вентиляционной системы с теплогенераторами (базовая) $B_6 = 3\,785\,000$ руб.

Балансовая стоимость вентиляционной системы с рекуператорами тепла (новая) $B_n = 2\,000\,000$ руб.

Годовая норма амортизации в процентах от балансовой стоимости определяется по формуле

$$H_a = \frac{1}{T} \cdot 100 = \frac{1}{10} \cdot 100 = 10 \%,$$

где $T=10$ лет – срок службы охладителя.

Сумма амортизационных отчислений (на полное восстановление) на единицу годовой загрузки определяется из выражения

$$a_6 = \frac{B_6 \cdot H_a}{W_r \cdot 100} = \frac{3785000 \cdot 10}{1404 \cdot 100} = 270$$

$$a_n = \frac{B_n \cdot H_a}{W_r \cdot 100} = \frac{2000000 \cdot 10}{1404 \cdot 100} = 142$$

где W_r – годовая загрузка, ч.

Эксплуатационные издержки за один сезон определяются из выражения

Таблица 6.6. Технические характеристики вентиляционных систем

Показатель	Вентиляционная система с теплогенераторами	Вентиляционная система с рекуператорами тепла
Номинальный расход воздуха, м ³ /час	90 000	90 000
Тепловая производительность в среднем за расчетный период, Вт	650 000	650 000
Количество теплогенераторов 100P/PT / рекуператоров, шт	10	9
Количество приточных клапанов марки CL 1200 B/F, шт	45	-
Количество вентиляторов DJF (a)-1100 / DJF (a) – 750, шт	3	18

$$И_{\Gamma} = O_{\Gamma} + \Gamma + P_{\Gamma} + A_{\Gamma},$$

где O_{Γ} – оплата труда обслуживающего персонала, 60000 руб;

стоимость энергоносителей при базовом варианте складывается из стоимости природного газа для работы теплогенераторов

$$\Gamma_{\Gamma}=140,4 \cdot 4 \cdot 1404=561600 \text{ руб}$$

и стоимости электроэнергии, потребляемой вентиляторами:

$$\Xi_{\Gamma}=0,8 \cdot 3 \cdot 1404 \cdot 5,26=17724 \text{ руб}$$

Итого стоимость энергоносителей при базовом варианте: $\Gamma_{\Gamma}=579324$ руб.

В случае с новым вариантом отопления птичника исключены затраты на природный газ. Для функционирования системы рекуперации необходимо обеспечить электроэнергией приточно-вытяжные вентиляторы. Для расчетного времени работы затраты составят:

$$\Gamma_{\Gamma}=0,6 \cdot 9 \cdot 1404 \cdot 5,26=39879 \text{ руб.}$$

P_m – затраты на техобслуживание, капитальный, текущий ремонт и хранение, руб; A_m – затраты на реновацию (для вновь вводимых капитальных ресурсов не учитываются), руб.

Сумма амортизационных отчислений на выполнение объема работ

$$A_m = a \cdot T_{\text{дн}} \cdot H_{\text{дн}},$$

где $T_{\text{дн}}$ – количество дней работы охладителя в году; $H_{\text{дн}}$ – длительность работы в сутки, час.

$$A_m^{\text{б}} = 1404 \cdot 270 = 378500 \text{ руб};$$

$$A_m^{\text{н}} = 1404 \cdot 142 = 200000 \text{ руб}.$$

Годовая сумма отчислений на техобслуживание, капитальный, текущий ремонт и хранение:

$$P_m^{\text{б}} = \frac{B_{\text{б}} \cdot n_p}{100} = \frac{3785000 \cdot 12}{100} = 454200 \text{ руб}$$

$$P_m^{\text{н}} = \frac{B_{\text{н}} \cdot n_p}{100} = \frac{2000000 \cdot 12}{100} = 240000 \text{ руб}$$

Тогда

$$I_{\Gamma}^{\text{б}} = 60000 + 579324 + 378500 + 454200 = 1472024 \text{ руб}$$

$$I_{\Gamma}^{\text{н}} = 60000 + 39879 + 200000 + 240000 = 539879 \text{ руб}$$

Экономия издержек за один сезон

$$\Theta_{\text{и}} = \left(\frac{I_{\Gamma\text{б}}}{Q_{\text{эб}}} - \frac{I_{\Gamma\text{н}}}{Q_{\text{эн}}} \right) \cdot Q_{\text{эн}},$$

где $I_{\Gamma\text{б}}$ – эксплуатационные издержки за сезон по базовому и новому вариантам, руб; $Q_{\text{эб}}$, $Q_{\text{эн}}$ – объем продукции по базовому и новому вариантам.

$$\Theta_{\text{и}}^{\text{п}} = \left(\frac{1472024}{2340000} - \frac{539879}{2340000} \right) \cdot 2340000 = 932145 \text{ руб}.$$

Таблица 6.7. Техничко-экономические показатели использования
водоиспарительного охлаждения

Показатель	Вентиляционная система с теплогенераторами	Вентиляционная система с рекуператорами тепла
1. Балансовая стоимость, руб.	3785000	2000000
2. Затраты на оплату труда, руб	60000	60000
3. Затраты на приобретение энергоносителей, руб	579324	39879
4. Годовые эксплуатационные издержки, руб.	454200	240000
5. Экономия годовых издержек, руб.	-	932145
6. Экономический эффект за один сезон эксплуатации, руб.	-	932145

Экономический эффект за один сезон от эксплуатации охладителя

$$\mathcal{E}_{\Gamma} = (\Pi_{\text{н}} - \text{И}_{\Gamma\text{н}}) - (\Pi_{\text{б}} - \text{И}_{\Gamma\text{б}}),$$

где $\Pi_{\text{н}}$, $\Pi_{\text{б}}$ – стоимость продукции по новому и базовому вариантам, руб;

$$\mathcal{E}_{\Gamma\text{н}} = (7020000 - 539879) - (7020000 - 1472024) = 932145 \text{ руб.}$$

Таким образом, экономический эффект за один холодный сезон эксплуатации рекуператоров составляет 932145 руб. Как видно из представленных в таблице 7.5. данных полученный эффект базируется на экономии материально-технических затрат на обогрев помещения газовыми теплогенераторами.

6.4. Выводы.

1. Применение пластинчатых охладителей водоиспарительного принципа действия в сравнении с орошаемыми ячеистыми матами за один жаркий сезон для птичника, рассчитанного на 30 000 кур-несушек, позволяет получить экономический эффект 420 000 руб.

2. Применение водоиспарительной системы охлаждения воздуха в птицеводческом помещении, рассчитанном на 30 000 кур-несушек, с комбинированной системой вентиляции позволяет получить экономический эффект в сравнении с аналогичным помещением без системы охлаждения за один сезон 780 000 руб.

3. Применение рекуперативных теплообменников в качестве альтернативы тепловым газовым генераторам позволяет в птицеводческом помещении, рассчитанном на 30 000 кур-несушек за один зимний сезон получить экономический эффект равный 954 000 руб.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования позволили сделать следующие выводы:

1. Обоснован наиболее рациональный способ нормализации температурно-влажностных параметров воздушной среды птицеводческих помещений в жаркое и холодное время года, основанный на тепловой обработке приточного воздуха пластинчатыми теплообменниками. Для холодного времени года они представляют противоточные рекуперационные установки, а в жаркое время – это пластинчатые охладители водоиспарительного принципа действия.
2. Обоснованы критерии эффективности работы теплообменников в птицеводческих помещениях. В частности, для охладителей теоретически и экспериментально выявлены наиболее рациональные значения глубины охлаждения воздуха, необходимые значения холодопроизводительности, определяемые в зависимости от количества, вида и способа содержания птицы. Для рекуператоров определена необходимая степень подогрева приточного воздуха.
3. Определены необходимые физико-механические свойства капиллярно-пористого материала для пластин водоиспарительных охладителей, обеспечивающими их эффективную работу. С учетом этих требований разработан бумагоподобный материал обладающий необходимыми физико-механическими свойствами. Капиллярный эффект полученного материала гарантирует его смачиваемость при нижнем подводе воды на высоту 20 см, влагоемкость материала составляет 500 – 600%, коэффициент разбухания материала не превышает 6%, что позволяет успешно применять указанный материал в качестве пластин для водоиспарительных охладителей.
4. Разработана математическая модель энергетического баланса в водоиспарительных охладителях, отличающаяся учетом специфики испарительных свойств созданного материал теплообменных пластин.

5. Разработаны математические модели процессов тепло–массопереноса в каналах испарительных насадок водоиспарительных охладителей и противоточных теплообменниках с учетом продольно–поперечной теплопроводности пластин.
6. Предложен метод реализации представленных моделей, основанный на их конечно-разностном аналоге на сетке с N_x шагами по длине каналов, N_y шагами по сечению каналов, $N_y/2+1$ шагами по сечению пластины.
7. Определены этапы исследований, позволившие дать конкретные рекомендации по конструированию указанных установок. Они включают в себя оценку теплового и влажностного балансов помещения для существующей системы вентиляции, определение режимов работы охладительных блоков и рекуператоров, расчет их геометрических размеров и способ включения в систему вентиляции. Предложенная методика исследований учитывает условия, влияющие на эффективность работы теплообменников.
8. На основании предложенных рекомендаций для птицеводческого помещения, рассчитанного на клеточное содержание 30 000 кур-несушек со средней массой одной птицы 1,6 кг и общим количеством постоянных теплопритоков 322,6 кВт, построены опытные и промышленные образцы охладительных установок и рекуператоров тепла, позволяющих поддерживать в этих помещениях необходимые температурно-влажностные параметры воздушной среды в течение года.
9. Определены перспективы практического использования теории на практике путем проведения оптимизации геометрических параметров и режимов работы охладителей и теплообменников.
10. Обоснованы допустимые климатические пределы использования предложенных математических моделей на практике. Установлено, что адекватная оценка работы предлагаемых моделей возможна при расчетах геометрических параметров теплообменников для диапазона

температур уличного воздуха от -40 до $+40$ °С, при относительной влажности от 15 до 55 % в жаркое время года.

11. Создана основополагающая база практических рекомендаций и программных модулей для выбора систем нормализации температурно-влажностных параметров в птицеводческих помещениях, основанная на моделировании протекающих в них теплофизических процессов.
12. Для указанного помещения определены наиболее рациональные геометрические параметры и режимы работы водоиспарительных охладителей и рекуператоров тепла. В частности для охладителей установлено, что при тоннельной системе вентиляции их рационально располагать в торцевых вентиляционных проемах. При этом площадь их поперечного сечения составляет 20 м^2 , а глубина 0,32 м. Это позволяет достичь глубины охлаждения от 6 до 14 °С. В совокупности с установленными в помещении вытяжными вентиляторами марки Multifan-130-V4DI5-5, которые обеспечивают необходимый воздухообмен в размере 180 тыс. $\text{м}^3/\text{час}$ такие охладительные блоки обеспечивают холодопроизводительность от 400 до 900 кВт. Это позволяет снизить температуру воздуха внутри помещения на 6 – 11 °С. В холодное время года установка рекуператоров с габаритными размерами 1м*1м и каналами длиной 1,2 м, сечением 3 мм при необходимом расходе воздуха для одного рекуператора 4 тыс. $\text{м}^3/\text{час}$ в существующую систему вентиляции указанного птичника позволяет вернуть в помещение до 95% тепла удаляемого из него воздуха.
13. Проведенная оценка экономического эффекта от применения предлагаемых устройств в жаркое время года для помещения рассчитанного на клеточное содержание 30 000 кур-несушек со средней массой одной птицы 1,6 кг и общим количеством постоянных теплопритоков 322,6 кВт показал, что в сравнении с системой орошаемых матов применение водоиспарительных охладителей воздуха в жаркий период года для помещения, позволяет получить экономический эффект в

размере 765576 руб. в год; в сравнении с птичником оборудованным системой вентиляции – 407740 руб. в год.

14. Проведенная оценка экономического эффекта от применения предлагаемых устройств в холодное время года показал, что применение рекуператоров тепла для помещения, рассчитанного на клеточное содержание 30 000 кур-несушек со средней массой одной птицы 1,6 кг и общим количеством постоянных теплопритоков 322,6 кВт, позволяет получить экономический эффект в размере 932145 млн. руб в год.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абдильматов, Х.А. Климатические зоны испарительного охлаждения / Х.А. Абдильматов // Холодильная техника. - 1964. - №3. - С. 40 - 44.
2. Алексеев, Ф. Отраслевой стандарт на технологию выращивания ремонтного молодняка индеек / Ф. Алексеев, В. Филоненко // Птицеводство. - 1986.- №9.- С. 27 - 28.
3. АгроПроектИнвест. Система охлаждения птицеводческого помещения– URL:<http://www.agroproj.ru/levels/ptic/cool.html> . Дата обращения 04.04.2014.
4. АгроПроектИнвест. Система вентиляции птицеводческого помещения – URL: <http://www.agroproj.ru/levels/ptic/vent.html> Дата обращения 24.03.2014.
5. АгроПроектИнвест. Система отопления птицеводческого помещения– URL: <http://www.agroproj.ru/levels/ptic/hot.html>. Дата обращения 12.11.2013.
6. Альтшуль, А.Д. Гидравлика и аэродинамика / А.Д. Альтшуль, Л.С. Животовский, Л.П. Иванов. -М.: Стройиздат, 1987.– 414с.
7. Андреев, Д.С. Воздействие внешних факторов на ритмы активности цыплят /Д.С. Андреев // РацВетИнформ.-2009.- №4.- С. 14.
8. Анохин, В.А., Шестопапов А.С., Свиридов Е.Б. и др. // Капиллярно-пористые материалы для охладителей воздуха косвенно-испарительного типа. Методы получения, структура и свойства. Новый высокоэффективный материал, Интеграл, 2009, №2 (46), с. 14-16.
9. Анохин, В.А, Зайцев В.Д., Лобанов И.Ю.//Методы специальной обработки воды для охладителей воздуха косвенно-испарительного типа, Интеграл, 2009, №4 (48), с. 14-17.
10. Анохин, В.А. Капиллярно-пористые материалы для охладителей воздуха косвенно-испарительного типа. Методы получения, структура и свойства. Новый высокоэффективный материал / В.А. Анохин, Н.А.

- Макаровец, Е.Б. Свиридов и др. // Интеграл. - 2009. - №2 (46). - С. 14-16.
11. Анохин В.А., Н.А. Макаровец и др.// Новые материалы для систем тепловой защиты объектов высокой энергетики, Глобальная безопасность, 2009, с112-114
 12. Антонов, П.П. Обеспечение микроклимата в животноводческих помещениях / П.П. Антонов // Достижения науки и техники АПК. - 1989. - №4. - С. 45 - 47.
 13. Антонов, П.П. Улучшение микроклимата животноводческих зданий / П.П. Антонов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1986. - №2. - С. 54 - 57.
 14. Ануфриев, Л.Н. Теплофизические расчёты сельскохозяйственных производственных зданий / Л.Н. Ануфриев, И.А. Кожиллов, Г.М. Позин. - М. Стройиздат, 1974. - 216с.
 15. Аронов, И.З. О гидравлическом подобии при движении жидкости в изогнутых трубах-змеевиках / И.З. Аронов // Изв. вузов, Энергетика. - 1962. - 4. - С. 52 - 59.
 16. Архипов, В.Г. Автоматизированные установки кондиционирования воздуха / В.Г. Архипов. - М. Энергия, 1975. - 201с.
 17. А.с. 407519 СССР, Кл F 24 F 3/14. Установка для косвенно-испарительного охлаждения воздуха/ А.Б. Циммерман, Р.Ш. Лейднер, Я.З. Фаликсон (СССР). - № 1788383/29-14; Заявлено 26.05.72; Оpubл. 25.06.77, Бюл. №23. – 4 с.:ил.
 18. А.с. 484100 СССР, Кл В 60 Н3/04. Охладитель воздуха / В.А. Михайлов (СССР). - № 1955405/27-11; Заявлено 01.08.73; Оpubл. 15.09.75, Бюл. №34. – 4 с.:ил.
 19. А.с. 679434 СССР, Кл В 60 Н3/04. Охладитель воздуха/ В.А. Михайлов, А.А. Фролов (СССР). - № 2377471/27-11; Заявлено 09.02.78; Оpubл. 15.08.79, Бюл. №30. – 4 с.:ил.

20. А.с. 759801 СССР, Кл F 24 F3/14. Охладитель воздуха/ В.С. Майсоценко, А.Б. Циммерман, М.Г. Зексер (СССР). - № 270377/23-06; Заявлено 25.12.78; Оpubл. 07.01.81, Бюл. №1. – 6 с.:ил.
21. А.с. 759801 СССР, Кл F 24 F3/14. Установка для косвенно-испарительного охлаждения воздуха/ В.С. Майсоценко, А.Б. Циммерман, М.Г. Зексер (СССР). - № 2304666/29-06; Заявлено 29.12.75; Оpubл. 30.08.80, Бюл. №32. – 4 с.:ил.
22. А.с. 1688055 СССР, Кл F 24 F3/14. Способ работы аппарата испарительного охлаждения воздуха // В.С. Майсоценко, Е.А. Коган, А.Р. Майорский, (СССР). - № 4709976/29; Заявлено 18.04.79; Оpubл. 30.10.91, Бюл. №40. – 2 с.:ил.
23. А.с. 1721398 СССР, Кл F 24 F3/14. Установка для косвенно-испарительного охлаждения воздуха// В.Е. Писарев, В.Г. Кузнецова, (СССР). - № 4843002/29; Заявлено 26.06.90; Оpubл. 23.03.92, Бюл. №11. – 3 с.: ил.
24. А.с. 1725029 СССР, Кл F 24 F3/14. Установка для косвенно-испарительного охлаждения воздуха// Б.Н. Юрманов, С.М. Анисимов, А.А. Ермошкин, (СССР). - № 4823287/29; Заявлено 07.05.90; Оpubл. 07.04.92, Бюл. №13. – 3 с.:ил.
25. А.с. 1729834 СССР, Кл В 60 Н3/06. Охладитель воздуха/ Шацкий В.П., Галкин Е.А., Журавец И.Б. и др. (СССР). - № 4767667/21-11; Заявлено 12.12.89; Оpubл. 30.04.92, Бюл. №16. – 4 с.:ил.
26. А.с. 1735671 СССР, Кл F 24 F3/14. Устройство для косвенно-испарительного охлаждения воздуха// А.Б. Циммерман, М.Г. Зексер, И.М. Печерская, (СССР). - № 4482875/29; Заявлено 14.09.88; Оpubл. 23.05.92, Бюл. №19. – 4 с.:ил.
27. Бабаханов, Ю.М. Вентиляционно-отопительное оборудование систем микроклимата / Ю.М. Бабаханов. - М.: Россельхозиздат, 1982. - 127с.

28. Бакластов, А.М. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломас-
сообменных установок / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, П.Г. Удыма. -
М.: Энергоиздат, 1981. - 336с.
29. Баланин, В.И. Зоогигиенический контроль микроклимата в животно-
водческих и птицеводческих помещениях / В.И. Баланин. - Л.: Агро-
промиздат, 1988. - 144с.
30. Баланин, В.И. Микроклимат животноводческих зданий / В.И. Бала-
нин. - М.: Аспект, 2003. - 140с.
31. Банхиди, Л. Тепловой микроклимат помещения / Л. Банхиди - М.:
Стройиздат, 1981. - 248с.
32. Барановский, Н.В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н.В.
Барановский, Н.В. Коваленко, А.Р. Ястребенцкий. - М.: Маши-
ностроение, 1973. - 228с.
33. Баркалов, Б.В. Кондиционирование воздуха в промышленных, обще-
ственных и жилых зданиях / А.Р. Баркалов, А.Р. Карпис. - М.: Строй-
издат, 1982. - 312с.
34. Бахарев, В.А., Основы проектирования и расчета отопления и венти-
ляции сосредоточенным выпуском воздуха / А.Р. Бахарев, В.Н. Троя-
новский. - М.: Профиздат, 1958. - 304с.
35. Безручко, А.С. Оценка способов охлаждения животноводческих по-
мещений / А.С. Безручко // Механизация и электрификация социа-
листического сельского хозяйства. - 1975. - №4. - С. 17 - 18.
36. Берд, Р. Явления переноса / Р. Берд, В. Стюарт, Е. Лайтфут // Пер. с
англ. - М.: Химия, 1974. - 486с.
37. Берман, С.С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройст-
ва турбоустановок / С.С. Берман. - Л.:Машгиз, 1959. - 318с.
38. Бессарабов, Б.Ф. Болезни сельскохозяйственной птицы.- М.:Веттрейд,
2001.- 43 с.

39. Бессарабов, Б.Ф. Птицеводство и технология производства яиц и мяса птиц /Б.Ф. Бессарабов, Э.И. Бондарев, Т.А. Столляр.- СПб.: Издательство «Лань», 2005.- 352 с.
40. Битколов, Н.З. Вентиляция предприятий атомной промышленности / Н.З. Битколов. - М.: Энергоатомиздат, 1984. - 152с.
41. Бодров, В.И. Анализ динамики вентиляции помещений животноводческих зданий / Яблоков В.А., Бодров В.И., Мовчанюк О.В. // Приволжский научный журнал. 2007. № 4. С. 74 - 82.
42. Бодров, В.И. Анализ современного состояния и перспективы развития систем кондиционирования микроклимата сельскохозяйственных зданий и сооружений / Бодров В.И. // Приволжский научный журнал. 2007. № 1. С. 43-51.
43. Бодров, В.И. Экологическое обоснование и расчет круглогодичных систем естественной вентиляции / Бодров В.И., Ротков С.И // Приволжский научный журнал. 2010. № 2. С. 147-154.
44. Бодров, В.И. Модель энергосберегающего производственного сельскохозяйственного здания. / Бодров В.И., Шевченко А.А., Ионычев Е.Г. // Известия высших учебных заведений. Строительство. 2005. № 9. С. 114-116.
45. Бодров, В.И. Кондиционирование воздуха: эффективность и качество. / Бодров В.И., Осипов Ю.В., Сулоев Ю.Н.// Сантехника, отопление, кондиционирование. 2012. № 7 (127). С. 74-77.
46. Богословский, В.Н. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение / В.Н. Богословский, О.Я. Кокорин, Л.В. Петров. - М.: Стройиздат, 1985. - 246с.
47. Бронфман, Л.И. Воздушный режим птицеводческих помещений / Л.И. Бронфман. - М.: Россельхозиздат, 1974. - 144 с.
48. Бромлей, М.Ф. Вентиляция и отопление производственных помещений / М.Ф. Бромлей.- М.: Профиздат, 1954. - 176с.

49. Буяров, В. Продуктивность бройлеров и сроки их откорма /В. Буяров //Животноводство России.-2005.- №2.- С. 22-23.
50. Быков, М.А. Расчёт температурно-влажностного режима животноводческих зданий / М.А. Быков. - М.: Стройиздат, 1971. - 107с.
51. Бялый, Б.И. Исследование процессов увлажнения воздуха в орошаемых насадках регулярной структуры / Б.И. Бялый, Ф.А. Набиулин, Е.В. Стефанов // Холодильная техника. - 1975. - №12. - С. 34 - 37.
52. Бялый, Б.И. Аппараты КИОВ с противоточным движением потоков воздуха / Б.И. Бялый, А.В. Степанов, А.А. Яковленко // Строительные и дорожные машины. - 1987. - №8. - С.18 - 19.
53. Варгафтик, Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н.Б. Варгафтик . - М.: Наука, 1972. - 420 с.
54. Веденяпин, Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных / Г.В. Веденяпин. - М.: Колос, 1965. - 135с.
55. Воронец, Д. Влажный воздух. Термодинамические свойства и применение / Д. Воронец, Д. Козич. - М.: Энергоатомиздат, 1973. - 444 с.
56. Воронин, Г.И. Системы кондиционирования воздуха на летательных аппаратах / Г.И. Воронин. - М.: Машиностроение, 1973.- 444с.
57. Выращивание и содержание племенной и промышленной птицы/ В.А. Сергеев, П.М. Слюсар, В.Д. Сергеева // - 3-е изд. доп. и перераб. - М.: Агропромиздат, 1987. - 272с.
58. Гаврикова, Л.М. Совершенствование способов кормления и содержания птицы / Л.М. Гаврикова // Птица и птицепродукты.-2007, а.- №1.- С. 35-37.
59. Гирина, В. Микроклимат и окружающая среда /В. Гирина, А. Позина // Животноводство России.-2008.- №2.- С. 23-26.
60. Горланов, С.А. Методические указания по экономическому обоснованию дипломных проектов студентов инженерных факультетов / С.А. Горланов, Н.Т. Назаренко, Е.В. Злобин // Воронеж, 2000. - 36с.

61. Грабауров, В.А. Анализ степени влияния параметров микроклимата на продуктивность бройлеров при промышленном выращивании /В.А. Грабауров. Ростов-на-Дону,-1986.- 10 с.
62. Гримитлин, М.И. Распределение воздуха в помещениях / М.И. Гримитлин. С – Петербург, 1994. - 238с.
63. ГОСТ 28731-90 (СТ СЭВ 6940-89). Птица сельскохозяйственная. Зоотехнические требования к содержанию бройлеров. М.: Издательство стандартов. 1991.-С.3. (Введён 11.11.90).
64. ГОСТ 8.207 – 76. Прямые измерения с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов измерений. М., Издательство стандартов, 1976, 8 с.
65. ГОСТ 23728 – 88. Техника сельскохозяйственная. Методы Экономической оценки. М., Изд-во стандартов, 1988. 25 с.
66. Гриднев, П.И. Перспективные технологии и средства механизации для животноводства / П.И. Гриднев, Н.М. Морозов // Зоотехния. 1998 №10. С 25-29.
67. Гриднев, П.И. Система технологий и машин для механизации и автоматизации производства продукции животноводства и птицеводства на период до 2020 года / Иванов Ю.А., Морозов Н.М., Гриднев П.И., Скоркин В.К., Цой Л.М., Хусаинов И.И., Юрченко Н.М., Морозов И.Ю., Алексеев И.П., Степанов В.П., Гриднева Т.Т., Новиков Н.Н., Назаров Б.И., Текучев И.К., Скоркин А.В., Лачуга Ю.Ф., Алтухов Л.И., Голуб П.П., Амерханов Х.А., Кирсанов В.В. и др. // Москва, 2013.
68. Гулевский, В.А. О возможностях водоиспарительного охлаждения в птицеводческих помещениях / В.А. Гулевский // Аграрная наука в XXI веке.: Сб. науч. Тр./ ВГАУ. - Воронеж, 2002. - С.207 - 210.
69. Гулевский, В.А. О необходимости достижения предельно возможного снижения температуры на выходе из охладителя водоиспарительного

- принципа действия / В.А. Гулевский // Вестник ВГТУ. Серия «Энергетика». Выпуск 7.2./ Воронеж ГТУ, 2002 - С. 135 - 140.
70. Гулевский, В.А. Об эффективности применения водоиспарительных охладителей в птицеводческих помещениях / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий, Ж.В. Высоцкая// Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2004. № 9. С. 171-180.
71. Гулевский, В.А. О моделировании физических процессов в водоиспарительных охладителях / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий // Математическое моделирование, компьютерная оптимизация технологий, параметров оборудования и систем управления. Межвузовский сб.науч. тр., Выпуск 10. Воронеж. – ВГЛТА. – 2005. – С. 131–134.
72. Гулевский, В.А. Моделирование процессов косвенно-испарительного охлаждения воздуха в МЭС / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий // Вестник ВГАУ. Сб. науч. Тр./ ВГАУ. – Воронеж, 2006. – С. 142-148.
73. Гулевский, В.А. Об аналитическом решении математической модели тепломассопереноса в каналах водоиспарительного охладителя / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий, Ж.В. Высоцкая // Современные методы теории функций и смежные проблемы. Материалы воронежской зимней математической школы. Воронеж. – ВГУ. – 2007. С. 242-243.
74. Гулевский, В.А. К вопросу о холодопроизводительности водоиспарительных охладителей / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий // Известия ВУЗов. Строительство - №4. Новосибирск. – 2007. С. 72-75.
75. Гулевский, В.А. О возможности аналитического решения математической модели тепломассопереноса в каналах водоиспарительного охладителя / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий // Материалы международной научной конференции. «Математика. Компьютер. Образование» Москва –2007. С.113.
76. Гулевский, В.А. К вопросу о работе водоиспарительных охладителей / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий, А.С. Чесноков// Научный вестник ВГАСУ. – № 3(11). – Воронеж. – 2008. – 95-100с.

77. Гулевский, В.А. О параметрах водоиспарительных насадок, встроенных в вентиляционную систему / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий // Мировой опыт и перспективы развития сельского хозяйства. Материалы международной конференции, посвященной 95-летию ВГАУ. Воронеж. 2008. С. 223-226.
78. Гулевский, В.А. Водоиспарительное охлаждение воздуха птицеводческих помещений / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий, А.С. Чесноков// Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 10. – Москва. – 2008. С. 31-32.
79. Гулевский, В.А. К вопросу о расчете геометрических размеров водоиспарительных охладителей воздуха / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий, А.С. Чесноков// Известия ВУЗов. Строительство - №5. Новосибирск. – 2010. С. 50-57.
80. Гулевский, В.А. Моделирование процессов тепло и массопереноса в каналах водоиспарительных охладителей / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий // Актуальные проблемы сушки и термовлажностной обработки материалов. Международный технический семинар. – Воронеж. – ВГЛТА – 2010. С. 549 – 557.
81. Гулевский, В.А. Энергосберегающие охладители воздуха для птицеводческих помещений / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий // Материалы II Международной молодежной научной конференции «Молодежь и XXI век». – Курск. – 2010. С. 25.
82. Гулевский, В.А. К вопросу о водоиспарительном охлаждении производственных помещений / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий, А.С. Чесноков// Материалы XIV международной научнопроизводственной конференции 17-20 мая 2010 г. «Проблемы сельскохозяйственного производства на современном этапе и пути их решения», Белгород, 2010.- Издательство Белгородской ГСХА. – С.222.
83. Гулевский, В.А. О возможности получения аналитического выражения температуры воздуха в водоиспарительных охладителях / В.А.

- Гулевский, В.П. Шацкий, А.С. Чесноков// Современные методы теории краевых задач/ Материалы Воронежской весенней математической школы «Понтрягинские чтения-XXI».- Воронеж, 2010.-С. 249.
84. Гулевский, В.А. Совместное моделирование тепло-массопереносных и аэродинамических процессов в водоиспарительных охладителях / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий, А.С. Чесноков// Научный вестник ВГАСУ. – № 3(19). – Воронеж. – 2010. – С. 40 – 45.
85. Гулевский, В.А. К вопросу о моделировании физических процессов в рекуперативных пластинчатых теплообменниках / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий, Н.Г. Спирина// Материалы международной научной конференции. Образование, наука, производство и управление в XXI веке. Том 3. Старый Оскол–2011. С.163–166.
86. Гулевский, В.А. О некоторых аспектах моделирования работы пластинчатых теплообменников / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий// Известия ВУЗов. Строительство - №12. Новосибирск. – 2011. С. 84-90.
87. Гулевский, В.А. Обоснование выбора и возможности водоиспарительных охладителей / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий, Л.И. Федулова// XII Международная молодежная научная конференция СЕВЕРГЕО-ЭКОТЕХ-2011. Часть 5. Ухта – 2011. С. 341 – 345.
88. Гулевский, В.А. К вопросу об охлаждении воздуха в животноводческих помещениях / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий// Вестник Воронежского государственного аграрного университета. Научный журнал. Воронеж – 2012 – №2 (33) – С. 135 – 140.
89. Гулевский, В.А. Моделирование теплообмена в пластинчатых теплообменниках / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий// Вестник Воронежского государственного аграрного университета. Научный журнал. Воронеж – 2012 – №2 (33) – С. 140 – 144.
90. Гулевский, В.А. Особенности реализации математической модели тепло- и массообмена в косвенно-рекуперативных водоиспарительных

- охладителях / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий// Известия ВУЗов. Строительство - №4. Новосибирск. – 2012. С. 39-47.
91. Гулевский, В.А. Микроклимат стационарных объектов птицеводства. Монография. LAP LAMBERT Academic Publishing. – 2012. 110 с.
92. Гулевский, В.А. К вопросу о преимуществах водоиспарительного охлаждения / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий, Л.И. Федулова // Актуальные вопросы в научной работе и образовательной деятельности: сборник научных трудов по материалам Международной научно-практической конференции. Часть 11. Тамбов, 2013. С. 126 – 127.
93. Гулевский, В.А. Моделирование процесса охлаждения молока противоточными пластинчатыми теплообменниками / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий// Материалы научной конференции профессорско-преподавательского состава, научных сотрудников и аспирантов «Инновационные технологии и технические средства для АПК», Воронеж, 2013.- ВГАУ. – С.32-35.
94. Гулевский, В.А. Пластинчатые охладители воздуха водоиспарительного принципа действия / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий, Е.Н. Осипов// Птицеводство. М., 2013–№12. С.35–38.
95. Гулевский, В.А. Возможности водоиспарительного охлаждения воздуха животноводческих помещений/ В.А. Гулевский, В.П. Шацкий// MATERIALY IX MIEDZYNARODOWEJ NAUKOWI-PRAKTYCZNEJ KONFERENCJI «PERSPEKTYWICZNE OPRACOWANIA SA NAUKA I TECHNIKAMI - 2013» volume 32. Rolnictwo: Przemysl. Nauka I studia. – С. 28 – 32.
96. Гулевский, В.А. Моделирование работы пластинчатых водоиспарительных охладителей косвенного принципа действия/ В.А. Гулевский, В.П. Шацкий// Лесотехнический журнал. Научный журнал. Воронеж – 2013 – №4 (12) – С. 160 – 167.
97. Гулевский, В.А. Применение теплообменников (рекуператоров) для нормализации микролимата животноводческих помещений / В.А. Гу-

- левский, В.П. Шацкий, Н.Г. Спирина// Известия ВУЗов. Строительство - №9. Новосибирск. – 2013. С. 64-68.
98. Гулевский, В.А. Проект: «Водоиспарительный охладитель воздуха» / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий// Справочник инновационных разработок ВУЗов Российской Федерации. Белгород – 2013 – С.46 – 47.
99. Гулевский, В.А. Моделирование процесса охлаждения молока противоточными пластинчатыми теплообменниками / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий// Материалы научной конференции профессорско-преподавательского состава, научных сотрудников и аспирантов «Инновационные технологии и технические средства для АПК», Воронеж, 2013.- ВГАУ. – С.32-35.
100. Гулевский, В.А. Экологичные технологии охлаждения воздуха / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий, Л.И. Федулова // Эколого-ресурсосберегающие технологии и системы в лесном хозяйстве. Международная научно-техническая конференция. – Воронеж. – ВГЛТА – 2014. №3, ч.4. С. 422 – 426.
101. Гулевский, В.А. Тепловой баланс птицеводческих помещений. Материалы международной научно-практической конференции молодых ученых и специалистов «Инновационные технологии и технические средства для АПК», Воронеж, 2014.- ВГАУ. – С.46-54
102. Гулевский, В.А. Моделирование работы пластинчатых теплообменников-рекуператоров / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий, Н.Г. Спирина // Эколого-ресурсосберегающие технологии и системы в лесном хозяйстве. Международная научно-техническая конференция. – Воронеж. – ВГЛТА – 2014. №3, ч.2. С. 323 – 327.
103. Гурницкий, В.Н. Температурные режимы содержания кур разных пород / В.Н. Гурницкий, В.И. Трухачев, В.Ф. Филенко // Аграрная наука.-2003.-№11.- С. 26-27.

104. Гутер, Р.С. Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта / Р.С. Гутер, Б.В. Овчинский. - М.: Наука, 1970. - 432 с.
105. Давыдов, А. Терморегуляция у цыплят раннего возраста. /А. Давыдов, Е. Седунова. //Птицеводство.-1990.- №2.- С. 26-28.
106. Дмитриева, Л.С. Планирование эксперимента в вентиляции и кондиционировании воздуха / Л.С. Дмитриева, Л.В. Кузьмина, Л.М. Мошкарёв. - Иркутск: изд-во Иркут. Ун-та, 1984. - 210 с.
107. Дорошенко, А.В. Испарительное охлаждение воды в аппаратах с плотными насадочными слоями / А.В. Дорошенко, А.И. Липа // Холодильная техника. - 1981.№3 - С. 24 - 28.
108. Заводов, А. Оптимальный микроклимат круглый год / А. Заводов, В. Заводов // Животноводство России.-2007.- №4.- С. 23-24.
109. Завражнов, А.И. Проблемная ситуация в животноводстве / А.И. Завражнов, В.В. Миронов // Вопросы современной науки и практики. Университет им. Вернадского. 2010. №4-6. С. 9-12.
110. Завражнов, А.И. Биотехнические системы в агропромышленном комплексе / А.И. Завражнов, П.И. Огородников // Международный журнал экспериментального образования. 2013. №5. С. 53-54.
111. Завражнов, А.И. Основы проектирования и строительства перерабатывающих предприятий / А.С. Гордеев, А.И. Завражнов, А.А. Курочкин // Учебник. Москва, 2002. Сер. Учебники и учебные пособия для высших учебных заведений.
112. Зайцев, А.М. Микроклимат животноводческих комплексов / А.М. Зайцев, В.И. Жильцов, А.В. Шаров. - М.: Агропромиздат, 1986. - 192с.
113. Золотарев, М.П. Влияние микроклимата на морфологические показатели крови бройлеров / М.П. Золотарев, Г.Д. Ганов, Т.В. Саркисова, А.М. Сунгурова // Зоогигиенические и ветеринарно-санитарные аспекты промышленного птицеводства.-1988.- С. 70-73.
114. Дубовый, В.К. «Стеклянные волокна, свойства и применение». —

- СПб.: Нестор, 2003. – 130 с.
115. Дубовый, В.К. Бумагоподобные композиционные материалы на основе минеральных волокон. Автореф. дисс. ... докт. техн. наук. - СПб.:2006. - 36 с.
116. Дубовый, В.К. Бумагоподобные композиционные материалы на основе минеральных волокон» // Автореф. дисс. докт. техн. наук: 05.21.03. Санкт-Петербург, 2006. - 34 с.
117. Дубовый, В.К., Свиридов Е.Б., Кобылин Р.А. // «Бумагоподобный композиционный материал на основе минеральных волокон с использованием в качестве связующего солей алюминия и поливинилацетатной эмульсии (ПВАЭ)», Заявка на патент №2010115143, 15.04.2010 г.
118. Дульнев, Г.Н. Теплопроводность смесей и композиционных материалов / Г.Н. Дульнев, Ю.Г. Заричняк. -Л.: Энергия, 1974. - 264 с.
119. Дэннис, Д. Численные методы безусловной оптимизации и решения нелинейных уравнений / Д. Дэннис, Р. Шнабель. - М.: Мир, 1988. - 440с.
120. Егiazаров, А.Г. Отопление и вентиляция зданий и сооружений сельскохозяйственных комплексов / А.Г. Егiazаров. - М.: Стройиздат, 1981. - 203 с.
121. Зоогигиенические нормативы для животноводческих объектов: Справочник/ Г.К. Волков, В.М. Репин, В.И. Большаков и др. // Под ред. Г.К. Волкова. - М., Агропромиздат,1986, - 303с.
122. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. - М. Машиностроение, 1975. - 559с.
123. Имангулов, Ш. Влияние высокой температуры на физиологию и продуктивность кур / Ш. Имангулов, А. Кавтарашвили, В. Манукян // Птицеводство.-2005.- №9.- С. 29-30.
124. Исаченко, В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. - М.: Энергоиздат, 1981. - 280 с.

125. Кадик, С. Вентиляция вентиляции рознь. От иной птица гибнет. /С. Кадик // Животноводство России.-2004, а.- №2.- С. 40-41.
126. Кайтазов, Г. Влияние газового состава воздуха на прирост бройлеров, выращенных в клетках и с несменяемой подстилкой /Г. Кайтазов, Т. Стояничев //Ветер. мед. науки.-1987.-№24.- С. 59-63.
127. Канторович, В.И. Устройство , монтаж и ремонт холодильных установок / В.И. Канторович, И.М. Гиль. - М.: Агропромиздат, 1985.- 320с.
128. Карпис, Е.Е. Исследование и расчет процессов тепло- и массообмена при обработке воздуха водой в форсуночных камерах / Е.Е. Карпис // Сборник трудов НИИ сантехники « Кондиционирование воздуха » - №6. - М.: Госстройиздат, 1960. - С. 5- 106.
129. Карпис, Е.Е. Приближенный метод определения экономической эффективности кондиционирования воздуха в производственных зданиях / Е.Е. Карпис, Я.Д. Пекер, С.В. Локшин // Водоснабжение и санитарная техника. - 1972 .№3. - С. 17 - 21.
130. Кирилов, Н.К. Установки для создания местного микроклимата молодняка /Н.К. Кириллов, Г.В. Егоров, О.Г. Яковлев //труды ЧГСХА Т. VIII.-Чебоксары, 1999, б.- С. 110.
131. Кирсанов, В.В. Проблемы роста конкурентноспособности агропродовольственного комплекса / В.В. Кирсанов, О.В. Ермолова // Аграрный научный журнал. 2013. №1. С. 63-65.
132. Кирсанов, В.В. Механизация и автоматизация животноводства / учеб. для студентов образоват. учреждений сред. проф. образования, обучающихся по специальности 3103 "Зоотехния" / В. В. Кирсанов, Ю. А. Симарев, Р. Ф. Филонов. Москва, 2004. Сер. Среднее профессиональное образование. Сельское хозяйство.
133. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха / О.Я. Кокорин. - М.: Машиностроение,1971. - 344с.
134. Кокорин, О.Я. Испарительное охлаждение для целей кондиционирования воздуха / О.Я. Кокорин. - М.: Изд-во литературы по строитель-

- ству, 1965. - 162 с.
135. Кокорин, О.Я. Современные системы кондиционирования воздуха / О.Я. Кокорин. - М.: Изд-во физ.-мат. литературы. - 2003.- 160 с.
 136. Колин, Ю.Н. Методика расчета термодинамически оптимального режима работы тракторного кондиционера с воздушной холодильной машиной / Ю.Н. Колин // Тракторы и сельхозмашины .- 1980.- № 11. - С. 16 - 17.
 137. Котов, И. Микроклимат в птичнике / И. Котов // Животноводство России.-2002.- №11.- С. 16-17.
 138. Кочиш, И. И. Выбор системы вентиляции для птицеводческих ферм /И.И. Кочиш, А.Д. Чекмарев, С.С. Кадик //Зоотехния.-2004.- №4.- С. 2326.
 139. Крум, Д. Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий / Д. Крум, Б. Робертс // Пер. с англ. // Под ред. Карписа Е.Е. - М.: Стройиздат, 1980. - 400с.
 140. Лавринченко, Г.К. Разработка косвенно-испарительных воздухоохладителей для системы кондиционирования воздуха / Г.К. Лавринченко, А.В. Дорошенко, Ю.И. Демьяненко // Холодильная техника. - 1988. - №10. - С.28 - 33.
 141. Лебедь, А.А. Микроклимат животноводческих помещений / А.А. Лебедь. - М.: Колос, 1984. - 199с.
 142. Лейбензон, Л.С. К вопросу о теплопередаче в нефтепроводных трубах / Л.С. Лейбензон // Нефтяное хозяйство. - 1928. - №2. - С. 14 - 21.
 143. Лыков, А.В. Тепломассообмен / А.В. Лыков // Справочник. - М.: Энергия,1972. - 560с.
 144. Мазуров, Д.Я. Исследование некоторых вопросов аэродинамики трубных змеевиков / Д.Я. Мазуров, Г.В. Захаров // Теплоэнергетика. - 1969. - №2 - С. 39 - 42.

145. Майсоценко, В.С. Тепломассообмен в регенеративных косвенноиспарительных воздухоохладителях / В.С. Майсоценко // Известия вузов. Строительство и архитектура. - 1987. - №2. - С. 91 - 96.
146. Майсоценко, В.С. Установки косвенно-испарительного принципа действия / В.С. Майсоценко // Известия вузов. Строительство и архитектура. - 1980. - №7. - С. 98 - 106.
147. Маилян, Э. Микроклимат в бройлерном птицеводстве при напольном содержании / Э. Маилян // АгроРынок.-2007.- №4.- С. 12-14.
148. Мандалака, К. Установка для создания регулируемого микроклимата в птичниках для напольного содержания / К. Мандалака, М. Асриян, Ш. Ахмеджанов // Птицеводство . - 1971 .- № 3 . - С. 12 - 16.
149. Марков, Ю.М. Влияние различных концентраций вредных газов на организм птицы. /Ю.М. Марков, Л.И. Нестерова, С.А. Заика, А.Г. Королев //Ветеринария.-1986.-№61 .-С. 63-65.
150. Марьенко, Н. Микроклимат в птичниках /Н. Марьенко //Животноводство России.-2006.- №8.- С. 15.
151. Марьенко, Н. Оптимальный микроклимат в птичнике / Н. Марьенко // Животноводство России.-2008.- №10.- С 19-22.
152. Матраев, В. Система управления микроклиматом в птичниках / В. Матраев // Птицеводство.-2003.- №4.- С. 31.
153. Мельник Виктор, И. Микроклимат при выращивании птицы в клетках / И. Мельник Виктор, И. Мельник Валерий, Л.З. Поплавский - М.: Россельхозиздат,1977. - 109с.
154. Методика определения экономической эффективности использования в сельском хозяйстве результатов научно-исследовательских и опытно- конструкторских работ, новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. - М.: Колос , 1980. - 112 с.
155. Методические рекомендации по применению теплообменников из неметаллических материалов в птицеводческом помещении. Харьков - 1985. - 18с.

156. Методические рекомендации по расчёту экономической эффективности применения систем микроклимата в промышленном животноводстве и птицеводстве. – М.: ОНТИ ВИЭСХ, 1979. – 16с.
157. Михайлов, В.А. Орошаемые насадки из мипласта для испарительных воздухоохладителей кабин с.-х. тракторов / В.А. Михайлов // Тракторы и сельхозмашины. - 1986.- № 6. С.16 - 19.
158. Михайлов, В.А. Оценка эффективности работы испарительного воздухоохладителя кабин пахотных тракторов / В.А. Михайлов // тракторы и сельхозмашины. - 1987. - №1. - С. 26 - 29.
159. Михайлов, В.А. Системы кондиционирования воздуха с увлажненными насадками для кабин сельскохозяйственных тракторов / В.А. Михайлов // Тракторы и сельхозмашины. - 1985.- № 12.- С.15 - 18 .
160. Мурусидзе, Д.Н. Установки для создания микроклимата на животноводческих фермах / Д.Н. Мурусидзе и др. - М.: Колос. - 1979. - 327с.
161. Никурадзе, И. Закономерности турбулентного движения в гладких трубах / И. Никурадзе // Проблемы турбуленстности / Под. ред. М.А. Великанова и Н.Г. Швейковского. - М.: 1936. С. 75 - 150.
162. Общесоюзные нормы технологического проектирования птицефабрик и птицеферм. НТП-СХ. 4 - 72с.
163. Отчет №1-ВС-117: Разработка технологии получения гидрофильного материала для воздухоохладительной установки/ рук. Кузнецов В.В. - Владимир. - 1992. - 40 с.
164. Патент. Рос. Федерация. № 2383561: Способ получения гидрофильного капиллярно-пористого материала / Макаровец Н.А. [и др.]; заявл. 03.07.2008.
165. Патент. Рос. Федерация. № 2381420: Капиллярно-пористая пластина для устройства косвенно-испарительного охлаждения воздуха / Макаровец Н.А. [и др.]; заявл. 20.08.2008.
166. Петухов, Б.С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах / Б.С. Петухов.- М.: Энергия, 1967. - 411 с.

167. Плященко, С.И. Микроклимат и продуктивность животных / С.И. Плященко, И.И. Хохлова. - Л.: Колос, 1976. – 65с.
168. Позин, Г.М. Принципы аналитического определения коэффициента эффективности воздухообмена. Исследование различных способов воздухообмена в производственных помещениях / Г.М. Позин. - М.: ВЦНИИОТ, 1975 С. 43 - 53.
169. Позин, Г.М. Определение производительности сосредоточенной вытяжной вентиляции. Улучшение условий и охрана труда / Г.М. Позин. - М.: Профиздат, 1982 С. 36 - 42.
170. Позин, Г.М. Определение количества приточного воздуха для производственных помещений с механической вентиляцией. Методические рекомендации ВНИИОТ / Г.М. Позин. -Л. - 1983 - 59с.
171. Позин, Г.М. Соотношение энергии взаимодействующих приточных и конвективных струй как характеристика схем циркуляции воздуха в помещении НТП и ОТ М / Г.М. Позин, В.И. Буянов. - М.: Профиздат, 1989. С. 36 - 39.
172. Позин, Г.М. Эффективность организации воздухообмена при сосредоточенной подаче воздуха. Строительство и архитектура / Г.М. Позин, А.М. Гримитлин. – 1977 - №7 С. 119 - 133.
173. Прокопенко, А.А. Санитарно-гигиеническая оценка воздуха в помещениях для содержания кур-несушек и ремонтного молодняка птичьих пород / А.А. Прокопенко // Сб. науч. тр. / Всерос. НИИ вет. санитарии, гигиены и экологии.-1997, б.- Т. 103.- С. 64-69.
174. Пчёлкин, Ю.Н. Устройства и оборудование для регулирования микроклимата в животноводческих помещениях / Ю.Н. Пчёлкин, А.И. Сорокин. - М.: Россельхозиздат. - 1977. - 216с.
175. Раяк, М.Б. Совершенствование систем управления микроклиматом в животноводческих помещениях / М.Б. Раяк, А.В. Тверитин // Серия «Механизация и электрификация сельского хозяйства». - М.: ВНИИ-ТЭИСХ. - 58с.

176. Ривкин, С.Л. Уравнения состояния воды и водяного пара для машинных расчетов процессов и оборудования электростанций / С.Л. Ривкин, Е.А. Кремневская // Теплопередача .- 1977. - №3.- С. 69 - 73.
177. Румшинский, Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента / Л.З. Румшинский // М.: Наука, 1971. - 192 с.
178. Савицкий, В.Е. Метод оценки микроклимата в животноводческих помещениях // Савицкий / Техника в сельском хозяйстве. - 1944. - №3. - С. 20–21.
179. Самарин, Г.Н. Влияние параметров микроклимата на продуктивность кур-несушек / Т.Н. Самарин // Птица и птицепродукты.-2007.-№2.-С. 37.
180. Самойлова, Л. Отраслевой стандарт на технологию содержания мясных кур / Л. Самойлова // Птицеводство. - 1986. - №7. - С.36 - 37
181. Сапрыкин, Л.Условия среды в помещениях для кур-несушек / Л. Сапрыкин // Птицеводство. - 1985. - №11. - С.36 - 37.
182. Свистов, В.В. Исследование зависимости температуры и относительной влажности воздуха в птицеводческом помещении от температуры на выходе из охладителя / В.В. Свистов // Конференция молодых учёных. Воронеж, 1999. С.102 - 104.
183. Свистов, В.В. О применении установок водоиспарительного охлаждения в стационарных объектах птицеводства / В.В. Свистов // Совершенствование технологий и технических средств производства продукции растениеводства и животноводства. Сборник научных трудов ВГАУ. Воронеж, 1997. С.148 - 151.
184. Свистов, В.В. Исследование зависимости глубины охлаждения воздуха от материала пластин испарительной насадки / В.В. Свистов, Ж.В. Высоцкая // Направления стабилизации развития и выхода из кризиса АПК в современных условиях. Тезисы докладов международной научно-практической конференции молодых учёных и специалистов. Воронеж, 1999. - С.168 - 169.

185. Свистов, В.В. Охлаждение птицеводческих помещений с различными системами вентиляции / В.В. Свистов, В.А. Гулевский // Совершенствование технологий и технических средств производства продукции растениеводства и животноводства. Сборник научных трудов ВГАУ. Воронеж, 2000. - С.120 – 126.
186. Свистов, В.В. Модели тепломассопереноса водоиспарительных охладителей / В.В. Свистов, В.В. Провоторов // Современные проблемы механики и прикладной математики. Тезисы докладов школы. Воронеж, 1998 - С.225.
187. Свистов, В.В. О моделировании переноса тепла в комбинированных пластинах водоиспарительных охладителей / В.В. Свистов, В.В. Провоторов // Понтрягинские чтения – VII. Тезисы докладов. Воронеж, 1997. - С.124.
188. Свистов, В.В., Дискретный аналог краевой задачи переноса тепла в комбинированных пластинах водоиспарительных охладителей/ В.В. Свистов, Л.И. Федулова // Понтрягинские чтения – VII. Тезисы докладов. Воронеж, 1997. - С.135.
189. Свистов, В.В. О косвенно-прямом принципе водоиспарительного охлаждения воздуха / В.В. Свистов, Л.И. Федулова // Математические модели физических процессов и их свойства. Тезисы докладов международной конференции, посвящённой 300 – летию основания города Таганрога. Таганрог, 1997. - С. 88 - 89.
190. Свистов, В.В. Двухступенчатое водоиспарительное охлаждение кабин мобильных машин / В.В. Свистов, А.Н. Шалиткина, В.П. Шацкий // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1999. - №7. С.15 - 16.
191. Свистов, В.В. Нормализация температурно-влажностных режимов в стационарных объектах птицеводства: Автореф. канд. техн. наук / Свистов Виталий Викторович. - Воронеж, 2000. - 20с.
192. Свиридов, Е.Б. Природный потенциал охлаждения. Энергосберегающая, экологически безопасная технология охлаждения воздуха широ-

- комасштабного применения / Е.Б. Свиридов, Н.В. Сысоева, В.К. Дубовый, А.И. Безлаковский // . – Тула:Гриф и К. – 2001. – 256с.
193. Селянский, В.М. Анатомия и физиология сельскохозяйственной птицы / В.М. Селянский. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Агропромиздат, 1986. -272с.
194. Селянский, В.М. Микроклимат в птичниках / В.М. Селянский. - М.: Колос, 1975. – 234с.
195. Сидоров, В.М. Основы кондиционирования воздуха на предприятиях железнодорожного транспорта и в подвижном составе / В.М. Сидоров. - М.: Транспорт, 1984. - 208с.
196. Скутарь, И.Г. Влияние микроклимата и способов содержания цыплят-бройлеров на их сохранность /И.Г. Скутарь, К.К. Мунтяну, Н.А. Черней //Влияние технологии и содержания на заболеваемость животных в промышленных комплексах.-1989.- С. 33-40.
197. СНИИП 11-33-75. Строительные нормы и правила. Нормы проектирования. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. - М.: Стройиздат, 1976. - 109с.
198. Справочник зоотехника/ А.П. Калашников, О.К. Смирнов, Н.И. Стрекозов и др.; Под ред. А.П.Калашникова, О.К. Смирнова. - М.: Агропромиздат, 1986.-479с.
199. Справочник по теплоснабжению сельскохозяйственных предприятий/ В.В. Жабо, Д.П. Лебедев, В.П. Мороз и др.; под общ. Ред. В.В. Уварова - М.: Колос,1983.-320с.
200. Стефанов, Е.В. Об одной особенности процессов тепло- и массообмена в форсуночных камерах / Е.В. Стефанов // Сборник докладов 3-го Всесоюзного совещания по кондиционированию воздуха. - М.: Стройиздат, 1965. С.134 - 142.
201. Столяр, Т. Отраслевой стандарт выращивания бройлеров на сетчатых полах / Т. Столяр, В. Филоненко, С. Голицина // Птицеводство. - 1986. - №10. - С.17 - 19.

202. Талиев, В.Н. Аэродинамика вентиляции / В.Н. Талиев. - М.: Стройиздат, 1979. - 295 с.
203. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент. Справочник под общ. ред. чл.-кор. АН СССР Григорьева В.А., Зорина В.М.–М.: Энергоатомиздат, 1988.–560с. Теплоэнергетика и теплотехника кн.2.
204. Торгун, И.Н. Нанокompозитные пористые полимерные материалы для тепломассообменных устройств энергетических установок/ И.Н. Торгун, А.И. Макиенко, В.А. Гуськов// Интеграл. - 2010. №4 (54). - С. 18-21.
205. Трушина, В. А. Микроклимат птичников и естественная резистентность кур при содержании их на подстилке / В.А. Трушина // Зоогигиенические и ветеринарно-санитарные аспекты промышленного птицеводства.-1988.- С. 52-56.
206. Филоненко, В. Отраслевой стандарт на технологию выращивания бройлеров в клеточных батареях / В. Филоненко // Птицеводство. - 1986. - №8. - С.40 - 41.
207. Хади, М. Влияние теплового стресса на физиологические показатели бройлеров /М. Хади, Н. Петков //Ветер. Сб.-1988.- №86,- С. 21-23.
208. Ханженков, В.И. Аэродинамическое сопротивление плоских каналов с обратным симметричным поворотом / В.И. Ханженков // Промышленная аэродинамика, вып. 21 Оборонгиз. - 1962. - С. 151 - 166.
209. Хохряков, В.П. Методика расчета систем кондиционер-кабина транспортного средства / В.П. Хохряков, М.А. Крамаренко // Холодильная техника. - 1991. - №4. - С. 24 - 26.
210. Шацкий, В.П. Методы выбора параметров воздухоохладителей водоиспарительного типа для нормализации температурно-влажностных режимов в кабинах мобильных сельскохозяйственных машин: Автореф. ... д-ра техн. наук / Шацкий Владимир Павлович. - Воронеж, 1994. - 35с.

- 211. Шацкий, В.П. Расчет геометрических параметров испарительных насадок воздухоохладителей / В.П. Шацкий // Информационные технологии и системы в учебном процессе и НИР : тез.докл. конф. - Воронеж : ВГАУ, 1994 - С. 24 - 30.
- 212. Шацкий, В.П. Математическая модель водоиспарительного охлаждения / В.П. Шацкий, Д.С. Битюцких, В.А. Гулевский // Вестник ВГТУ. Серия «Энергетика». Выпуск 7.3 / Воронеж ГТУ 2003 - С. 87 - 91.
- 213. Шацкий, В.П. Нормализация температуры в птичниках / В.П. Шацкий, В.А. Гулевский // Птицеводство. - 2002 - №2. - С.44 - 45.
- 214. Шацкий, В.П. Выбор режима работы охладительных установок птичников/ В.П. Шацкий, В.А. Гулевский // Птицеводство. - 2003 - №3. - С.30 - 31.
- 215. Шацкий, В.П. О режимах работы охладительных установок / В.П. Шацкий, В.А. Гулевский // Новые разработки технологий и технических средств механизации сельского хозяйства. Сборник научных трудов ВГАУ. Воронеж, 2004. С. 279 - 284.
- 216. Шацкий, В.П. К вопросу об охлаждении птицеводческих помещений. Проблемы сельскохозяйственного производства на современном этапе и пути их решения / В.П. Шацкий, В.А. Гулевский // Материалы VII международной научно-производственной конференции. – 4.11: Механизация. - Белгород, 2003. – (Издательство Белгородской ГСХА). С. 105.
- 217. Шацкий, В.П. О совмещении вентиляции и охлаждения в птицеводческом помещении / В.П. Шацкий, В.А. Гулевский // Совершенствование технологий и технических средств производства продукции растениеводства и животноводства. Сборник научных трудов ВГАУ. Воронеж, 2003. С. 263 - 267.
- 218. Шацкий, В.П. Об эффективности применения водоиспарительных охладителей в животноводческих помещениях на примере птичника /

- В.П. Шацкий, В.А. Гулевский // Материалы международной научной конференции. Том 4. Старый Оскол, 2004. С. 369–373.
219. Шацкий, В.П. Об эффективности применения охладителей воздуха в животноводческих помещениях / В.П. Шацкий, В.А. Гулевский // Известия ВУЗов. Строительство. №4. Новосибирск, 2004–С.73–78.
220. Шацкий, В.П. Вентиляционная система. / В.П. Шацкий, В.А. Гулевский // Свидетельство на полезную модель №31434, заявлена 23.10.2002 г., опубл. 10.08.2003 г., Бюл. №22.
221. Шацкий, В.П. Применение пористых материалов для испарительного охлаждения воздуха в кондиционерах / В.П. Шацкий, И.Б. Журавец // Достижения аграрной науки. Сб. научн. тр.- Воронеж, 1991.- С. 120.
222. Шацкий, В.П. Охладитель воздуха для кабин мобильных энергетических средств / В.П. Шацкий, И.Б. Журавец, Е.А. Галкин // Тезисы докладов международной теплофизической школы, Тамбов. - 1992. - С. 127 - 128.
223. Шацкий, В.П. Охладитель воздуха тракторной кабины/ В.П. Шацкий, И.Б. Журавец, Е.А. Галкин // Повышение эксплуатационных свойств с-х. тракторов: Сб. научных трудов/ Воронеж. гос. аграрн. Ун-т. – Воронеж, 1991. - С. 110 - 117.
224. Шацкий, В.П. О пластинах в водоиспарительных охладителях воздуха / В.П. Шацкий, И.Б. Журавец, Е.А. Галкин // тез. докл. X Всесоюз. Теплофизической школы. - Тамбов, 1990. - С.106.
225. Шацкий, В.П. Об охлаждении герметических объемов водоиспарительными теплообменниками / В.П., Шацкий, Л.И. Федулова, О.И. Грицких // Известия ВУЗов. Строительство.-2008-№11-12- С. 39-43.
226. Шацкий, В.П. Моделирование процессов тепломассообмена в водоиспарительных охладителях с учетом продольной теплопроводности пластин / В.П., Шацкий, А.С. Чесноков, О.И. Грицких // Образование, наука, производство и управление: Сб. тр. Международной научно-

- практической конференции: старый Оскол: СТИ МИСиС, 2008.-Т.5.- С. 134-138.
227. Шацкий, В.П. О коэффициентах теплоотдачи в теплообменниках / В.П., Шацкий, Л.И. Федулова, О.И. Грицких // Образование, наука, производство и управление: Сб. тр. Международной научно-практической конференции: старый Оскол: СТИ МИСиС, 2009.-Т.2.- С. 273-275.
228. Шацкий, В.П. О специфике охлаждения герметических объемов / В.П., Шацкий, Л.И. Федулова, О.В. Швырева // Международный научно-технический семинар «Актуальные проблемы сушки термо-влажностной обработки материалов» [Текст]: материалы семинара; Фед. Агенство по образованию, ГОУ ВПО «ВГЛТА», - Воронеж, 2010.- С. 557-558.
229. Шацкий, В.П. Варианты монтажа и характеристики работы водоиспарительных охладителей / В.П., Шацкий, А.С. Чесноков // Научный вестник ВГАСУ. Строительство и архитектура.-2010.-№3(19).-С. 32-39.
230. Шацкий, В.П. О возможности получения аналитического выражения температуры воздуха в водоиспарительных охладителях / В.П., Шацкий, А.С. Чесноков// Современные методы теории краевых задач/ Материалы Воронежской весенней математической школы «Понтрягинские чтения-XXI».- Воронеж, 2010.-С. 249.
231. Шацкий, В.П. Аналитическое решение процессов тепло-массопереноса в каналах испарительной насадки / В.П., Шацкий, Л.И. Федулова, А.С. Чесноков// Образование, наука, производство и управление: Сб. тр. Международной научно-практической конференции: старый Оскол: СТИ МИСиС, 2010.-Т.1.- С. 233-236.
232. Шацкий, В.П. О возможности эффективного определения размеров теплообменных насадок / В.П., Шацкий, Л.И. Федулова, И.В. Гряднева// Современные методы теории функций и смежные проблемы/ Ма-

- териалы Воронежской зимней математической школы».- Воронеж, 2011.-С. 261-262.
233. Шацкий, В.П. Математическое моделирование работы пластинчатых теплообменников / В.П., Шацкий, Л.И. Федулова, И.В. Гриднева// Информатика: проблемы, методология, технологии: материалы XII Международной научно-методической конференции, ВГУ.-Воронеж, 2012.- С. 453-454.
234. Шацкий, В.П. Об определении коэффициентов теплоотдачи в водоиспарительных охладителях / В.П., Шацкий, Н.Г. Спирина, А.С. Чесноков// Информатика: проблемы, методология, технологии: материалы XII Международной научно-методической конференции, ВГУ.- Воронеж, 2012.- С. 454-455.
235. Шацкий, В.П. Моделирование физических процессов в пластинчатых водоиспарительных кондиционерах косвенного принципа действия / В.П., Шацкий, Л.И. Федулова, А.С. Чесноков// Научный вестник ВГАСУ. Строительство и архитектура.-2012.-№2(26).-С. 29-35.
236. Шацкий, В.П. Моделирование теплофизических процессов в водоиспарительных теплообменниках / В.П., Шацкий, Л.И. Федулова, И.В. Гриднева// Информатика: проблемы, методология, технологии: материалы XIII Международной научно-методической конференции, ВГУ.-Воронеж, 2013.-том 3.- С. 432-436.
237. Шацкий, В.П. Моделирование водоиспарительного принципа охлаждения / В.П., Шацкий, Л.И. Федулова// Современные методы теории функций и смежные проблемы/ Материалы Воронежской зимней математической школы.- Воронеж, 2013.-С. 284-285
238. Шацкий, В.П. Об охлаждении герметичных объемов косвенными водоиспарительными теплообменниками / В.П., Шацкий, Л.И. Федулова // Инновационные технологии и технические средства в АПК: материалы научн. Конф. Профессорско-преподавательского состава, научных сотрудников и аспирантов.-Воронеж: ВГАУ.-2013.-С.32-35.

239. Шведов, В.В. Системы естественной вентиляции /В.В. Шведов //Ветеринария.-1997.- №12.- С. 51-54.
240. Шкурихина, К.И. Влияние микроклимата на гемограммы кур /К.И. Шкурихина//Зоотехния.-2006.- №4.- С. 26.
241. Эккерт ,Э.Р., Дрейк Р.М. Теория тепло- и массообмена / Э.Р. Эккерт, Р.М. Дрейк. - М. - Л.: Госэнгергоиздат, 1961. - 412с.
242. Bedanova, I. Changes in haematological indices in broilers in the course et chronic heat stress / I. Bedanova, V. Vecerek, Z. Hanzalek, M. Hovorka // Univ. of veterinary medicine.- Kosice.-2004.- Vol. 48.- №4.- P. 193-197.
243. Bird, N.A. How to prevent heat stress in layers / N.A. Bird, P. Hunton, W.D. Morrison, I.J. Weber // Poultry Dig.-1989.- №48.- P. 228-229, 232, 234.
244. Heidarineiad G. Heat and mass transfer modeling of two stage indirect/direct evaporative air coolers/ G. Heidarineiad, M. Bo- zorgmehr// Ashare (American Society of Heating and Engineers) Journal. - 2007-2008. - P. 2-8.
245. Hsu S.T. Optimization of wet surface heat exchangers / S.T. Hsu *et al* // Energy. - 1989. - Vol. 14. - P. 757-770.
246. Toyomizi, M. Progressive alteration to core temperature, respiration and blood acid-base balance in broiler chickens exposed to acute heat stress / M. Toyomizi, M. Tokuda, A. Mujahid, Y. Akiba // J. Poultry Sc.-2005.- Vol.42.-№2.-P. 110-118.
247. Walpole E.W., Fowler R.E. Evaporative cooling of swine breeding facility/-St/ Joseph Michenyerri (Paper/American socjete of agriculture engi- neers), 1979, v.7 №10, p. 13 – 15.]
248. Winfield R.G. Energy costs is farrowing and weaner barns. In proceeding 18-th Southwestern Ontario Pork Producers Conference February 2nd Ridgetown, Canada, 1980.
249. BigDutchman. Вентиляция Combitunnel. Интеллекнтная система для управления микроклиматом в птичниках. – URL:

- http://cdn.bigdutchman.de/fileadmin/products/Gefluegel-poultry/ru/Big-Dutchman-Stallklima-poultry-climate-control-CombiTunnel-Ventilation_ru.pdf . Дата обращения 15.05.2012.
250. BigDutchman. Системы приточной вентиляции. Оптимальный приток свежего воздуха в птичник любого типа. – URL: http://cdn.bigdutchman.de/fileadmin/products/Gefluegel-poultry/ru/Big-Dutchman-Stallklima-poultry-housing-systems-Zuluftsysteeme_ru.pdf . Дата обращения 08.07.2010.
251. BigDutchman. Стенные вентиляторы высокопроизводительные и экономичные. – URL: http://cdn.bigdutchman.de/fileadmin/products/Gefluegelhaltung-und-Schweinehaltung-poultry-and-pig-equipment/ru/Big-Dutchman-Stallklima-poultry-pig-climate-control-Wandventilatoren_ru.pdf . Дата обращения 14.10.2012.
252. BigDutchman. Rain Maker. Идеальная система охлаждения для птичников в регионах с жарким и сухим климатом. – URL: http://cdn.bigdutchman.de/fileadmin/products/Gefluegel-poultry/ru/Big-Dutchman-Stallklima-poultry-climate-control-RainMaker_ru.pdf . Дата обращения 13.01.2012.
253. BigDutchman. Система отопления. Оптимальная температура в птичнике любого типа – URL: http://cdn.bigdutchman.de/fileadmin/products/Gefluegel-poultry/ru/Big-Dutchman-Stallklima-poultry-climate-control-Heizsysteme_ru.pdf . Дата обращения 15.07.2014.
254. BigDutchman. Вытяжные каминны для эффективной вентиляции птицеводческих помещений – URL: http://cdn.bigdutchman.de/fileadmin/products/Gefluegelhaltung-und-Schweinehaltung-poultry-and-pig-equipment/ru/Big-Dutchman-Stallklima-poultry-pig-house-ventilation-Abluftkamine_ru.pdf . Дата обращения 02.08.2013.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

**Программа «Аппроксимация табличных данных плотности
насыщенного пара в зависимости от температуры воздуха**

restart:

with(CurveFitting):Digits:=4:

#Ввод табличных данных

da:=[0,4.84],[4,6.4],[8,8.3],[12,10.7],[16,13.6],[20,17.3],[24,21.8],[28,27.2],
[32,33.9],[36,41.8],[40,51.2],[50,83]:

#Реализация аппроксимации методом наименьших квадратов

f:=evalf(LeastSquares([da],x,curve=a0*x^3+a1*x^2+a2*x+a3));

ff:=unapply(f,x):

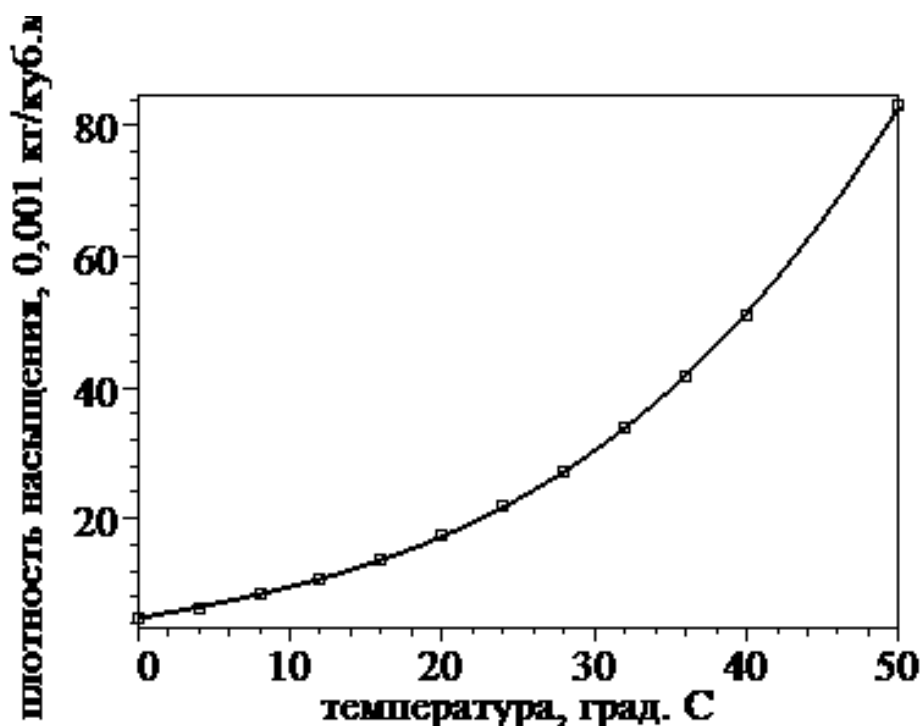
#Визуализация решения

plot([ff(x),[da]],x=0..50,style=[line,point],labels=[`температура, град.

С`, `плотность насыщения, 0,001

кг/куб.м`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[TIMES,ROMAN,
14],symbol=BOX,axes=boxed,style=[line,point],linestyle=1,symbolsize=10,thickn
ess=2,color=black);

$$f := 4.728 + 0.4195 x + 0.001831 x^2 + 0.0004212 x^3$$



Программа "Уравнения энергетического баланса"

```

> restart:
tvh:=30;
fivh:=40;
fivh:=fivh/100;
#Множитель энергетической добавки
dob:=1.2;
#Удельная теплота парообразования с учетом энергетической добавки
r:=(2500.6-2.372*tvh)*1000*dob;
#Произведение удельной теплоемкости на плотность влажного воздуха
cro:=1173;
#Плотность пара на линии насыщения
dd:=x->(4.728+.4195*x+.1831e-2*x^2+.4212e-3*x^3)/1000;
#Уравнение определения минимально возможной температуры охлаждения
T:=solve(r*(dd(t)-fivh*dd(tvh))=cro*(tvh-t),t):
T[1]:
print('минимально возможная',T[1]):

```

tvh := 30

fivh := 40

Минимально возможная 19,22

Программа "Минимальная температура"

Реализует определение минимальной температуры охлаждения в зависимости от внешних условий, путем аппроксимации функции двух переменных
 x-температура, y- относительная влажность

```
> restart:with(stats):
f:=evalf(fit[leastsquare][[x,y,z],z=x*(a*y+b)-c,
{a,b,c}]]([[25,25,25,25,25,30,30,30,30,35,35,35,35,40,40,40,40],
[30,40,50,60,70,30,40,50,60,20,30,40,50,20,30,40,50],[13.7,15.6,17.5,19.2,20.8,17
.2,19.5,21.6,23.5,18,20.7,23.3,25.6,21,24.2,27.1,29.7]]));
fa:=unapply(rhs(f),x,y);


$$f := z = x (0.007174041914 y + 0.4708733406) - 3.372411706$$


$$fa := (x, y) \rightarrow x (0.007174041914 y + 0.4708733406) - 3.372411706$$

> t:=(x,y)->x*(.471+.0072*y)-3.372;

$$t := (x, y) \rightarrow x (0.471 + 0.0072 y) - 3.372$$

> T:=30:
F:=40:
fa(30,40);
19.36263881
```

Программа "Система прямого охлаждения":

```

> restart:

#Счетчик количество итераций
sch:=0:

#Сечения канала
H1:=2;

#Сечение пластины
hp:=2:

#Длина пластины
L:=.36:

#Температура на входе
tvh:=30:

#Относительная влажность на входе
ronvh:=.40:

#Скорость
VVH1:=4;

#Множитель энергетической добавки
dob:=1.2:

#Коэффициент пористости
por:=1:

#Удельная теплота парообразования с учетом энергетической добавки
R:=dob*(2500.6-2.372*22):

#Произведение удельной теплоемкости на плотность влажного воздуха
cro:=1173:

#Функция коэффициента диффузии
DIFF:=xx->.00001 * 2.16 *(1+ xx/273)^1.8:

#Плотность пара на линии насыщения
ron:=x->.0003185*x^3+.009544*x^2+.2787*x+4.946:

```

```

#Уравнение определения минимально возможной температуры охлаждения
ura:=R*(ron(t)-ronvh*ron(tvh))=cro*(tvh-t):
#Решение этого уравнения определяет минимально возможную температуру
охлаждения
tP:=fsolve(ura,t=0..tvh);
#Определение плотности насыщенного пара на первом этапе итерации
yy:=x->solve((y-ron(tP))/(ron(tvh)-ron(tP))=(x-tP)/(tvh-tP),y):
`ЧИСЛО ШАГОВ ПО СЕЧЕНИЮ КАНАЛА`:
N:=10:
H1:=H1/2000:
hp:=hp/2000:
Z:=N:
m_pl:=hp/(Z+1):
lam_pl:=1:
`Шаг по y`:
M1y:=H1 / N:
`ЧИСЛО ШАГОВ ПО ДЛИНЕ`:
Nx:=20:
`Шаг по x`:
Mx:=L/Nx:
#Далее вычисляются коэффициенты для формулы определения функции ско-
рости в зависимости
#от продольной и поперечной координат испарительного канала
ii:=1:while ii<21                                do
g[ii]:=fsolve(tan(x)-x,x=Pi/4+Pi*ii..Pi/4+Pi*ii+Pi/2):
ii:=ii+1                                           od:
#кинематическая вязкость воздуха
nu:=16*10^(-6):
for j from 0 to Nx do
for i from 0 to N do

```

```

V1[i,j]:=VVH1*(1.5*(1-(i*M1y/H1)^2)-2*sum(1/(g[n]^2)*(1-
cos(g[n]*i*M1y/H1)/cos(g[n]))*exp(-16*g[n]^2*nu*Mx*j/(VVH1*4*H1*H1)),n
= 1 .. 10)):
#Начальный коэффициент диффузии
DD[i,j]:=2.4*.00001:                                od od:

for j from 0 to Nx do
for i from 1 to N do
#Начальный коэффициент теплопроводности
Lamt[i,j] :=.01 * 2.5:

A_RO[i,j]:=DD[i,j]/V1[i,j]*Mx/M1y/M1y:
A[i,j]:=Lamt[i,j]/1170/V1[i,j]*Mx/M1y/M1y:
od od:
nev:=10:

while abs(nev)>.5                                     do
s:=1:
t:='t':tp:='tp':
ro:='ro':
#Задание начальных условий на входе
for i from 0 to N do t[i,0]:=tvh:ro[i,0]:=ronvh*ron(tvh) od:
if sch>0 then
#Определение невязки по плотности насыщения на поверхности испаритель-
ной пластины
for j from 1 to Nx do ne_ro[j]:=ro_cor[N,j]-por*ron(ttt[N,j]) od fi;
#Система конечно-разностных уравнений, аппроксимирующих дифференци-
альные уравнения
#конвективного переноса теплоты и массы в канале
for j from 0 to Nx-1 do

```

```

for i from 1 to N-1 do
ur[s]:=ro[i,j+1]-ro[i,j]=A_RO[i,j]*(ro[i+1,j+1]-2*ro[i,j+1]+ro[i-1,j+1]):s:=s+1:
ur[s]:=t[i,j+1]-t[i,j]=A[i,j]*(t[i+1,j+1]-2*t[i,j+1]+t[i-1,j+1]):s:=s+1:
od od:

#Система конечно-разностных уравнений, аппроксимирующих уравнения
непроницаемости
#на торцах пластины

for ii from 1 to Z do ur[s]:=tp[ii,0]=tp[ii,1]:s:=s+1 od:
for ii from 1 to Z do ur[s]:=tp[ii,Nx]=tp[ii,Nx-1]: s:=s+1 od:
#Система конечно-разностных уравнений, аппроксимирующих условие чет-
ности на
#оси симметрии пластины
for j from 1 to Nx do ur[s]:=tp[Z,j]=tp[Z+1,j]:s:=s+1 od:
#Система конечно-разностных уравнений, аппроксимирующих условие чет-
ности на
#оси симметрии канала
for j from 1 to Nx do ur[s]:=t[0,j]=t[1,j]:s:=s+1 od:
for j from 1 to Nx do ur[s]:=ro[0,j]=ro[1,j]:s:=s+1 od:
#Блок программы, корректирующий значение плотности насыщения пара,
зависящий от
#значения невязок в предыдущих итерациях
if sch=0 then
for j from 1 to Nx do ur[s]:=ro[N,j]=por*yy(t[N,j]):s:=s+1 od else for j from 1 to
Nx do ro[N,j]:=ro_cor[N,j]-.1*ne_ro[j] od fi:
#Система конечно-разностных уравнений, аппроксимирующих уравнения
граничных условий
#на поверхности пластины, определяющие связь теплового потока с испари-
тельным процессом

```

```

for j from 1 to Nx do ur[s]:=R*DD[N,j]*(ro[N,j]-ro[N-1,j])/M1y=Lamt[N,j]*(t[N-
1,j]-t[N,j])/M1y: s:=s+1 od:
for j from 0 to Nx do ur[s]:=tp[0,j]=t[N,j]:s:=s+1 od:
#Система конечно-разностных уравнений, аппроксимирующих эллиптиче-
ские уравнения
#уравнения распределения температуры в пластинах
for j from 1 to Nx-1 do
for ii from 1 to Z do
ur[s]:=(tp[ii,j+1]-2*tp[ii,j]+tp[ii,j-1])/Mx/Mx=-(tp[ii-1,j]-
2*tp[ii,j]+tp[ii+1,j])/m_pl/m_pl: s:=s+1:
od od:
# Далее фиксируется число уравнений системы и производится ее решение
if sch=0 then print(`число уравнений=` ,s-1) fi:
sis:=seq(ur[w],w=1..s-1);
resh:=solve({sis}):
#Из совокупности решений выделяются температура воздуха, плотность пара
и температура пластины
for j from 0 to Nx do
for i from 0 to N do
t[i,j]:=subs(resh,t[i,j]):
ro[i,j]:=subs(resh,ro[i,j]):
tp[i,j]:=subs(resh,tp[i,j]):
#Запоминаются полученные значения в прошедшей итерации и пересчитыва-
ются
#коэффициенты для следующей
T_GR[i,j]:=t[i,j]:
ttt[i,j]:=t[i,j]:
DD[i,j]:=DIFF(ttt[i,j]):
A_RO[i,j]:=DD[i,j]/V1[i,j]*Mx/M1y/M1y:
A[i,j]:=Lamt[i,j]/1170/V1[i,j]*Mx/M1y/M1y:

```

```

od: od:
for j from 0 to Nx do ro_cor[N,j]:=ro[N,j] od:
#Подготавливается процедура визуализации
with(plots):
points := [seq([seq( T_GR[i,j] , i=0..N)], j=0..Nx)]:
#Определяются среднерасходные показатели температуры и относительной
влажности
for p from 1 to Nx do
tsr[p]:=sum(t[i2,p]*V1[i2,p]*(N+.255)/N, i2=0..N)/(N+1)/VVH1:
Fisr[p]:=sum(ro[i2,p]*100/ron(t[i2,p])*V1[i2,p]*(N+.255)/N,
i2=0..N)/(N+1)/VVH1:
if Fisr[p]>100 then Fisr[p]:=100 fi od:
if sch>0 then nev:=abs(t_kor[Nx]-tsr[Nx])/tsr[Nx]*100 fi:print(`невязка`,nev):
t_kor[Nx]:=tsr[Nx]:
sch:=sch+1:                                     od:
print(0,`см`,`      `,tvh,100*ronvh):
for p from 1 to Nx do print(p*100*Mx,`см`,`      `,tsr[p],Fisr[p]) od:
listdensityplot( points,axes=none);
tsr[0]:=tvh:
L5 := [[ n1*Mx, tsr[n1]] $n1=0..Nx]:
for j from 0 to Nx do
TP[j]:=sum(tp[iii,j], iii=1..N)/N:
od:
L6 := [[ n2*Mx, TP[n2]] $n2=0..Nx]:
plot({L5},
0..Mx*Nx,axes=boxed,style=line,linestyle=[1,3],thickness=2,labels=[`длина,
м`,`температура,                                     град                                С
`,`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[TIMES,ROMAN,14],thick
ness=2,color=black);

```

$$H1 := 2$$

$$VVH1 := 4$$

$$tP := 19.51346827$$

$$\text{Число уравнений} = 691$$

$$\text{Невязка } 10$$

$$\text{Невязка } 2,009$$

$$\text{Невязка } 0,570$$

$$\text{Невязка } 0,301$$

$$0, \text{ см } , 30, 40.00$$

$$1.800000000, \text{ см } , 27.95667622, 48.68889420$$

$$3.600000000, \text{ см } , 26.43719562, 55.95342450$$

$$5.400000000, \text{ см } , 25.24756578, 62.01384188$$

$$7.200000000, \text{ см } , 24.27735884, 67.34697045$$

$$9.000000000, \text{ см } , 23.48057823, 72.05194718$$

$$10.80000000, \text{ см } , 22.82530043, 76.16967128$$

$$12.60000000, \text{ см } , 22.28613752, 79.73992802$$

$$14.40000000, \text{ см } , 21.84237470, 82.80929735$$

$$16.20000000, \text{ см } , 21.47703310, 85.42898610$$

$$18.00000000, \text{ см } , 21.17618186, 87.65138742$$

$$19.80000000, \text{ см } , 20.92838483, 89.52733625$$

$$21.60000000, \text{ см } , 20.72424879, 91.10431580$$

$$23.40000000, \text{ см } , 20.55605456, 92.42547275$$

$$25.20000000, \text{ см } , 20.41745541, 93.52921455$$

$$27.00000000, \text{ см } , 20.30323094, 94.44919940$$

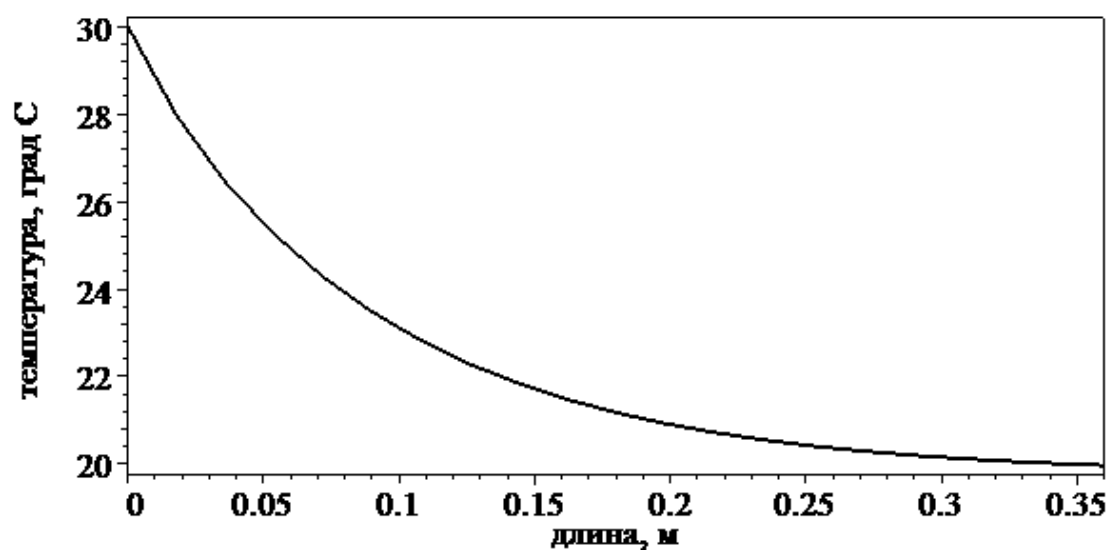
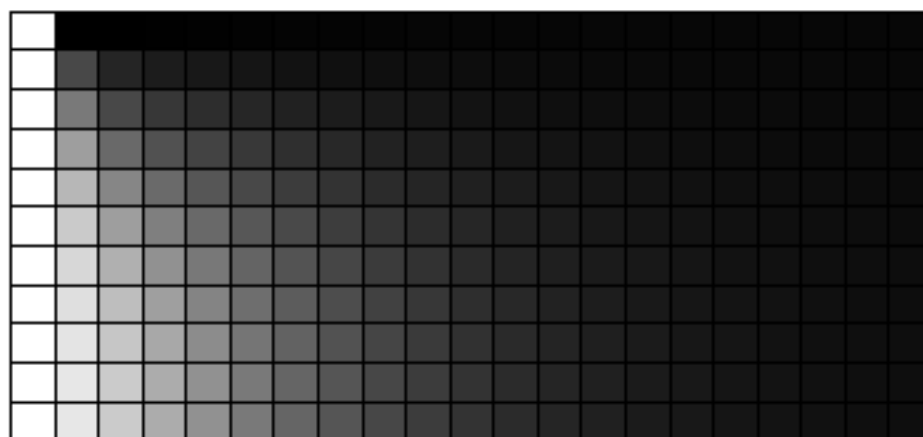
$$28.80000000, \text{ см } , 20.20908536, 95.21456988$$

$$30.60000000, \text{ см } , 20.13148267, 95.85032025$$

$$32.40000000, \text{ см } , 20.06751146, 96.37772738$$

$$34.20000000, \text{ см } , 20.01477394, 96.81479542$$

$$36.00000000, \text{ см } , 19.97129506, 97.17668610$$



**Программа "Расчет прямого водоиспарительного блока
по полученной формуле»**

```

> restart:

`ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НА ВХОДЕ`: tvh:=30:

`ВХОДНАЯ ВЛАЖНОСТЬ, %`: fvh:=40:

`СЕЧЕНИЕ КАНАЛА, мм`: H:=2:

`ТОЛЩИНА ПЛАСТИНЫ, мм`: hp:=2:

`ДЛИНА ПЛАСТИНЫ, м`:
L:=.36:

hp:=2:

`МНОЖИТЕЛЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ДОБАВКИ В ДОЛЯХ`:
dob:=1.2:

#Удельная теплота парообразования с учетом энергетической добавки
R:=dob*(2500.6-2.372*22)*1000:

`ВВЕДИТЕ ГОРИЗОНТАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, м`:
GOR:=750:

`ВВЕДИТЕ ВЕРТИКАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, м`:
VER:=750:

G:=4500./3600:

cro:=1173:

print( `ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НА ВХОДЕ`,tvh):
print( `ВХОДНАЯ ВЛАЖНОСТЬ`,fvh):
print( `СЕЧЕНИЕ КАНАЛА, мм`,H):
print( `ТОЛЩИНА ПЛАСТИНЫ, мм`,hp):
print( `ДЛИНА ПЛАСТИНЫ, м`,L):
print( `ГОРИЗОНТАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, мм`,GOR):
print( `ВЕРТИКАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, мм`,VER):

hp:=hp/1000:

H:=H/1000:

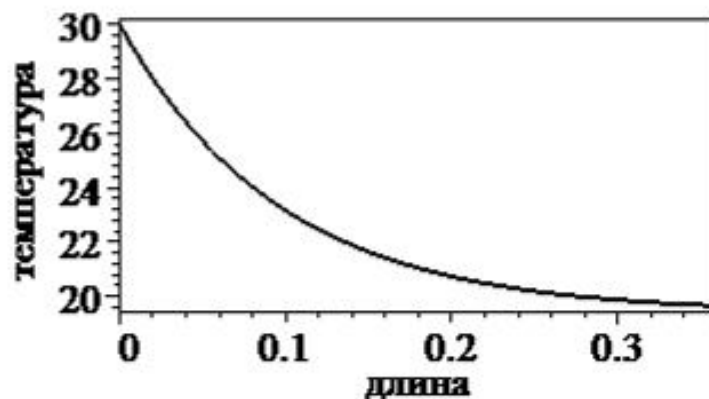
```

```

h:=H/2:
#Коэффициент теплопроводности воздуха
LAM:=.01*2.7:
#Скорость в насадке
V:=G*(H+hp)/H/VER/(GOR-hp)*10^6:
#Определение зависимости температуры воздуха от длины насадки по пред-
#ложенной формуле
t2:=x->tvh*(.471+.0072*fvh)-3.372+(tvh-tvh*(.471+.0072*fvh)+3.372)*exp(-
LAM*8*x/(cro*V*H^2)):
print('ТЕМПЕРАТУРА НА ВЫХОДЕ',t2(L)):
print('СКОРОСТЬ, м/с',V):
plot(t2(x),x=0..L,labels=['длина','температура
'],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[TIMES,ROMAN,14],axes=
boxed,style=line,linestyle=1,thickness=2,color=black);

```

ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НА ВХОДЕ, 30
 ВХОДНАЯ ВЛАЖНОСТЬ, 40
 СЕЧЕНИЕ КАНАЛА, мм, 2
 ТОЛЩИНА ПЛАСТИНЫ, мм, 2
 ДЛИНА ПЛАСТИНЫ, м, 0.36
 ГОРИЗОНТАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, мм, 750
 ВЕРТИКАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, мм, 750
 ТЕМПЕРАТУРА НА ВЫХОДЕ, 19.65265448
 СКОРОСТЬ, м/с, 4.44456296



**Программа «Сравнение расчетов работы охладителя по полной и осред-
ненной модели»**

```

restart:
cc:=0:
sch:=0:
H1:=2:
hp:=2:
L:=.36:
tvh:=30:
ronvh:=.4:
fivh:=ronvh*100:
VVH1:=5;
dob:=1.2:
por:=1:
R:=dob*(2500.6-2.372*22):
cro:=1173:
DIFF:=xx->.00001 * 2.16 *(1+ xx/273)^1.8:
ron:=x->4.728+.4195*x+.1831e-2*x^2+.4212e-3*x^3:
ura:=R*(ron(t)-ronvh*ron(tvh))=cro*(tvh-t):
tP:=fsolve(ura,t=0..tvh);
yy:=x->solve((y-ron(tP))/(ron(tvh)-ron(tP))=(x-tP)/(tvh-tP),y):
`ЧИСЛО ШАГОВ ПО СЕЧЕНИЮ КАНАЛА`:
N:=10:
H1:=H1/2000:
hp:=hp/2000:
Z:=N:
m_pl:=hp/(Z+1):
lam_pl:=1:
`Шаг по y`:

```

M1y:=H1 / N:

`ЧИСЛО ШАГОВ ПО ДЛИНЕ`:

Nx:=10:

`Шаг по x`:

Mx:=L/Nx:

#`Число шагов по сечению пластины`:

ii:=1:while ii<21 do

g[ii]:=fsolve(tan(x)-x,x=Pi/4+Pi*ii..Pi/4+Pi*ii+Pi/2):

ii:=ii+1 od:

nu:=16*10⁽⁻⁶⁾:

for j from 0 to Nx do

for i from 0 to N do

V1[i,j]:=VVH1*(1.5*(1-(i*M1y/H1)²)-2*sum(1/(g[n]²)*(1-

cos(g[n]*i*M1y/H1)/cos(g[n]))*exp(-16*g[n]²*nu*Mx*j/(VVH1*4*H1*H1)),n
= 1 .. 10)):

DD[i,j]:=2.4*.00001: od od:

for j from 0 to Nx do

for i from 1 to N do

Lamt[i,j] :=.01 * 2.5:

A_RO[i,j]:=DD[i,j]/V1[i,j]*Mx/M1y/M1y:

A[i,j]:=Lamt[i,j]/1170/V1[i,j]*Mx/M1y/M1y:

od od:

nev:=10:

while abs(nev)>.2 do

s:=1:

t:='t':tp:='tp':

ro:='ro':

for i from 0 to N do t[i,0]:=tvh:ro[i,0]:=ronvh*ron(tvh) od:

if sch>0 then

for j from 1 to Nx do ne_ro[j]:=ro_cor[N,j]-por*ron(ttt[N,j]) od fi;

```

for j from 0 to Nx-1 do
for i from 1 to N-1 do
ur[s]:=ro[i,j+1]-ro[i,j]=A_RO[i,j]*(ro[i+1,j+1]-2*ro[i,j+1]+ro[i-1,j+1]):s:=s+1:
ur[s]:=t[i,j+1]-t[i,j]=A[i,j]*(t[i+1,j+1]-2*t[i,j+1]+t[i-1,j+1]):s:=s+1:
od od:

for ii from 1 to Z do ur[s]:=tp[ii,0]=tp[ii,1]:s:=s+1 od:
for ii from 1 to Z do ur[s]:=tp[ii,Nx]=tp[ii,Nx-1]: s:=s+1 od:
for j from 1 to Nx do ur[s]:=tp[Z,j]=tp[Z+1,j]:s:=s+1 od:
for j from 1 to Nx do ur[s]:=t[0,j]=t[1,j]:s:=s+1 od:
for j from 1 to Nx do ur[s]:=ro[0,j]=ro[1,j]:s:=s+1 od:
if sch=0 then
for j from 1 to Nx do ur[s]:=ro[N,j]=por*yy(t[N,j]):s:=s+1 od else for j from 1 to
Nx do ro[N,j]:=ro_cor[N,j]-.1*ne_ro[j] od fi:
for j from 1 to Nx do ur[s]:=R*DD[N,j]*(ro[N,j]-ro[N-1,j])/M1y=Lamt[N,j]*(t[N-
1,j]-t[N,j])/M1y: s:=s+1 od:
for j from 0 to Nx do ur[s]:=tp[0,j]=t[N,j]:s:=s+1 od:
for j from 1 to Nx-1 do
for ii from 1 to Z do
ur[s:=(tp[ii,j+1]-2*tp[ii,j]+tp[ii,j-1])/Mx/Mx=-(tp[ii-1,j]-
2*tp[ii,j]+tp[ii+1,j])/m_pl/m_pl: s:=s+1:
od od:
if sch=0 then print(`число уравнений=` ,s-1) fi:
sis:=seq(ur[w],w=1..s-1);
resh:=solve({sis}):
for j from 0 to Nx do
for i from 0 to N do
t[i,j]:=subs(resh,t[i,j]):
ro[i,j]:=subs(resh,ro[i,j]):
tp[i,j]:=subs(resh,tp[i,j]):

```

```

T_GR[i,j]:=t[i,j]:
ttt[i,j]:=t[i,j]:
DD[i,j]:=DIFF(ttt[i,j]):
A_RO[i,j]:=DD[i,j]/V1[i,j]*Mx/M1y/M1y:
A[i,j]:=Lamt[i,j]/1170/V1[i,j]*Mx/M1y/M1y:
od: od:
for j from 0 to Nx do ro_cor[N,j]:=ro[N,j] od:
with(plots):
points := [seq([seq( T_GR[i,j] , i=0..N)], j=0..Nx)]:
for p from 1 to Nx do
tsr[p]:=sum(t[i2,p]*V1[i2,p]*(N+.125)/N, i2=0..N)/(N+1)/VVH1:
Fisr[p]:=sum(ro[i2,p]*100/ron(t[i2,p])*V1[i2,p]*(N+.325)/N,
i2=0..N)/(N+1)/VVH1:
if Fisr[p]>100 then Fisr[p]:=100 fi od:
if sch>0 then nev:=abs(t_kor[Nx]-tsr[Nx])/tsr[Nx]*100 fi:print(`невязка`,nev):
t_kor[Nx]:=tsr[Nx]:
sch:=sch+1:                                od:
print(0,`cm`,``,tvh,100*ronvh):
for p from 1 to Nx do print(p*100*Mx,`cm`,``,tsr[p],Fisr[p]) od:
#listdensityplot( points,axes=None);
#listdensityplot( points, smooth=True, axes=None);
with(plots):

```

```

tsr[0]:=tvh:

H:=2*H1:

LAM:=.01 * 2.5:

x:='x':

L5 := [[ n1*Mx, tsr[n1]] $n1=0..Nx]:

#t2:=x->tP+(tvh-tP)*exp(-LAM/H*8.4*x/(cro*VVH1*H)):

t2:=x->tvh*(.471+.0072*fivh)-3.372+(tvh-tvh*(.471+.0072*fivh)+3.372)*exp(-
LAM*8.2*x/(cro*VVH1*H^2)):

#t2:=x->tP+(tvh-tP)*exp(-LAM*9*x/(cro*VVH1*H^2)):

L6[cc]:=plot(t2(zz),zz=0..L,axes=boxed,style=line,linestyle=2,thickness=3,labels=
['` длина,                м`, `температура,                град                C
`,`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[TIMES,ROMAN,14],color
=black):

L7[cc]:=plot(L5,
0..Mx*Nx,axes=boxed,style=line,linestyle=1,thickness=2,labels=['` длина,
м`, `температура,                град                C
`,`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[TIMES,ROMAN,14],color
=black):

cc:=cc+1:

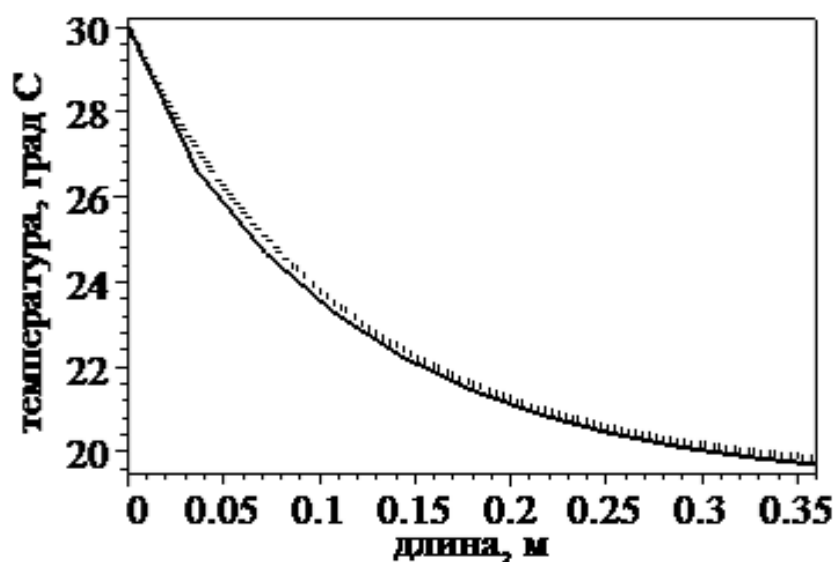
#display({L6[0],L7[0]});

#display({L6[1],L7[1]});

#display({L6[2],L7[2]});

```

$VVH1 := 5$
 $tP := 19.20479785$
 число уравнений=, 351
 невязка, 10
 невязка, 2.085792057
 невязка, 0.5839983801
 невязка, 0.2972711932
 невязка, 0.2068131119
 невязка, 0.1389326829
 0, с.м., , 30, 40.0
 3.600000000, с.м., , 26.61890452, 53.40025390
 7.200000000, с.м., , 24.66964358, 63.33946230
 10.80000000, с.м., , 23.26403870, 71.28104588
 14.40000000, с.м., , 22.22165690, 77.74174508
 18.00000000, с.м., , 21.44582290, 82.91582076
 21.60000000, с.м., , 20.86791246, 86.99053716
 25.20000000, с.м., , 20.43725996, 90.15649928
 28.80000000, с.м., , 20.11624642, 92.59129972
 32.40000000, с.м., , 19.87690253, 94.44947260
 36.00000000, с.м., , 19.69841755, 95.85947414



**Программа "Расчет по осредненной математической модели совместно с
моделью аэродинамических сопротивлений»**

> restart:

`ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НА ВХОДЕ`:

tvh:=30:

`ВХОДНАЯ ВЛАЖНОСТЬ, %`:

fvh:=40:

L:=.45:

`СЕЧЕНИЕ КАНАЛА, mm`:

H:=2.5:

`ТОЛЩИНА ПЛАСТИНЫ, mm`:

hp:=2:

`МНОЖИТЕЛЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ДОБАВКИ В ДОЛЯХ`:

dob:=1.2:

Удельная теплота парообразования с учетом энергетической добавки

$R:=dob*(2500.6-2.372*22)*1000:$

`ВВЕДИТЕ ГОРИЗОНТАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, м`:

GOR:=.75:

`ВВЕДИТЕ ВЕРТИКАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, м`:

VER:=.75:

cro:=1173:

print(`ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НА ВХОДЕ`,tvh):

print(`ВХОДНАЯ ВЛАЖНОСТЬ`,fvh):

print(`ТОЛЩИНА ПЛАСТИНЫ, mm`,hp):

print(`ГОРИЗОНТАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, м`,GOR):

print(`ВЕРТИКАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, м`,VER):

hp:=hp/1000:

H:=H/1000:

h:=H/2:

Коэффициент теплопроводности воздуха

LAM:=.01*2.7:

fvh:=fvh/100:

Плотность пара на линии насыщения

ron:=x->(4.728+.4195*x+.1831e-2*x^2+.4212e-3*x^3)/1000:

Расходно-напорная характеристика вентилятора s(g)

s:=g->217.2-61.42*g^2:

Зависимость скорости от расхода и от геометрии насадки

v:=g*(H+hp)/H/VER/(GOR-hp):

Общее сопротивление, включающее транспортное и местные сопротивления

PP:=217.*L*v*10^(-6)/H/H+(.534-

12.5*v*N)/(H/(H+hp))^1.3*1.13/2*v^2+2.5*1.13/2*v^2:

Численное решение уравнения PP(g,H,hp)=s(g)

G:=fsolve(PP=s(g),g=0..4):

Скорость в насадке

V:=G*(H+hp)/H/VER/(GOR-hp):

print('СКОРОСТЬ',V,'м/с');

GG:=G*3600:

print('РАСХОД',GG,'куб.м/час');

print('СОПРОТИВЛЕНИЕ',s(G),'Па');

Определение зависимости температуры воздуха от длины насадки по предложенной формуле

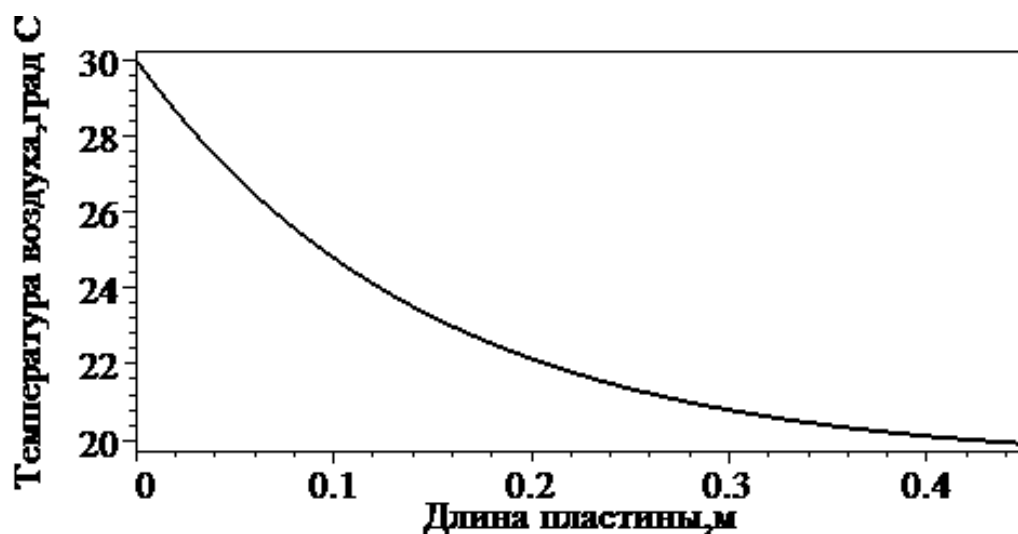
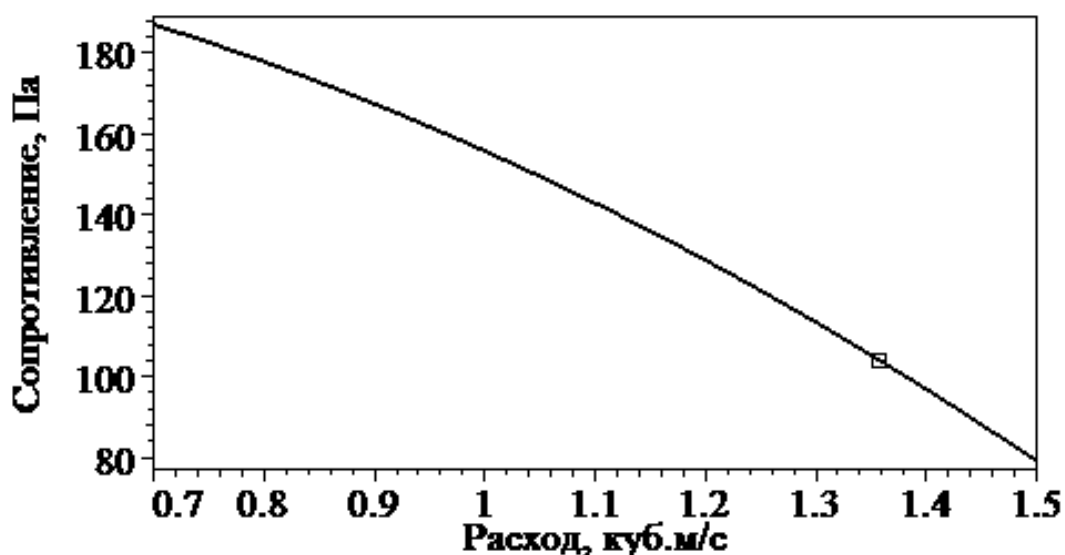
t2:=x->tvh*(.471+.0072*fvh*100)-3.372+(tvh-

tvh*(.471+.0072*fvh*100)+3.372)*exp(-LAM*8*x/(cro*V*N^2)):

plot([s(g),[G,s(G)]],g=0.7..1.5,labels=['Расход, куб.м/с','Сопротивление, Па'],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[TIMES,ROMAN,14],symbol=BOX,axes=boxed,style=[line,point],linestyle=1,symbolsize=15,thickness=2,color=black);

```
plot(t2(x),x=0..L,labels=['Длина пластины,м','Температура воздуха,град C'],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[TIMES,ROMAN,14],axes=boxed,linestyle=1,thickness=2,color=black);
```

ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НА ВХОДЕ, 30
 ВХОДНАЯ ВЛАЖНОСТЬ, 40
 ТОЛЩИНА ПЛАСТИНЫ, мм, 2
 ГОРИЗОНТАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, м, 0.75
 ВЕРТИКАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, м, 0.75
 СКОРОСТЬ, 4.355716444, м/с
 РАСХОД, 4887.113850, куб.м/час
 СОПРОТИВЛЕНИЕ, 104.0095664, Па



Программа «Прямой теплообмен»

```

> restart:
sch:=0:
`СЕЧЕНИЯ КАНАЛА Н1-мокрый, Н2-сухой`:
Н1:=2:
Н2:=2:
#Сечение пластины
НР:=1:
#Длина пластины
L:=.2:
#Температура на входе в теплый канал
Tvh:=100:
#Температура на входе в холодный канал
tvh:=0:
#скорость холодного воздуха
VVH1:=3:
#скорость теплого воздуха
VVH2:=3:
cro:=1173:
`ЧИСЛО ШАГОВ ПО СЕЧЕНИЮ КАНАЛА`:
N:=10:
Н1:=Н1/2000:
Н2:=Н2/2000:
НР:=НР/1000:
#Коэффициент теплопроводности воздуха
teploprovod:=aa->.023577+.00007*aa:
#Начальный коэффициент теплопроводности воздуха
nach_LAM:=.5*(teploprovod(Tvh)+teploprovod(tvh)):
`Шаг по y`:

```

```

M1y:=H1 / N:
M2y:=H2 / N:
`ЧИСЛО ШАГОВ ПО ДЛИНЕ`:
Nx:=20:
`Шаг по x`:
Mx:=L/Nx:
#`Число шагов по сечению пластины`:
Z:=N/2:
M_pl:=HP/(Z+1):
#Коэффициент теплопроводности пластины
Lam_pl:=10:
#Далее вычисляются коэффициенты для формулы определения функции ско-
рости в зависимости
#от продольной и поперечной координат каналов
ii:=1:while ii<21                                do
g[ii]:=fsolve(tan(x)-x,x=Pi/4+Pi*ii..Pi/4+Pi*ii+Pi/2):
ii:=ii+1                                           od:
#кинематическая вязкость воздуха
nu:=16*10^(-6):
for j from 0 to Nx do
for i from 0 to N do
V1[i,j]:=VVH1*(1.5*(1-(i*M1y/H1)^2)-2*sum(1/(g[n]^2)*(1-
cos(g[n]*i*M1y/H1)/cos(g[n]))*exp(-16*g[n]^2*nu*Mx*j/(VVH1*4*H1*H1)),n
= 1 .. 10)):
V2[i,j]:=VVH2*(1.5*(1-(i*M2y/H2)^2)-2*sum(1/(g[n]^2)*(1-
cos(g[n]*i*M2y/H2)/cos(g[n]))*exp(-16*g[n]^2*nu*Mx*j/(VVH2*4*H2*H2)),n
= 1 .. 10))                                od od:
for j from 0 to Nx do
for i from 1 to N do
Lamt[i,j] :=nach_LAM:LamT[i,j] :=nach_LAM:

```

```

A[i,j]:=Lamt[i,j]/1170/V1[i,j]*Mx/M1y/M1y:
B[i,j]:=LamT[i,j]/1170/V2[i,j]*Mx/M2y/M2y od od:
nev:=10:

while nev>.5 do
s:=1:
t:='t':T:='T':TP:='TP':
#Задание начальных условий на входе
for i from 0 to N do T[i,0]:=Tvh:t[i,0]:=tvh od:
#Система конечно-разностных уравнений, аппроксимирующих дифференци-
альные уравнения
#конвективного переноса теплоты в каналах
for j from 0 to Nx-1 do
for i from 1 to N-1 do

ur[s]:=t[i,j+1]-t[i,j]=A[i,j]*(t[i+1,j+1]-2*t[i,j+1]+t[i-1,j+1]):s:=s+1:
ur[s]:=T[i,j+1]-T[i,j]=B[i,j]*(T[i-1,j+1]-2*T[i,j+1]+T[i+1,j+1]):s:=s+1 od od:
#Система конечно-разностных уравнений, аппроксимирующих условие чет-
ности на
#оси симметрии канала
for ii from 1 to Z do ur[s]:=TP[ii,0]=TP[ii,1]:s:=s+1 od:
for ii from 1 to Z do ur[s]:=TP[ii,Nx]=TP[ii,Nx-1]: s:=s+1 od:
#Система конечно-разностных уравнений, аппроксимирующих условие чет-
ности на
#оси симметрии канала
for j from 1 to Nx do ur[s]:=T[0,j]=T[1,j]:s:=s+1 od:
for j from 1 to Nx do ur[s]:=t[0,j]=t[1,j]:s:=s+1 od:

```

```

for j from 1 to Nx do ur[s]:=LamT[N-1,j]*(T[N-1,j]-
T[N,j])/M2y=Lam_pl*(T[N,j]-TP[1,j])/M_pl: s:=s+1 od:
for j from 1 to Nx do ur[s]:=Lamt[i,j]*(t[N-1,j]-t[N,j])/M1y=-Lam_pl*(TP[Z,j]-
t[N,j])/M_pl: s:=s+1 od:
for j from 0 to Nx do ur[s]:=TP[0,j]=T[N,j]:s:=s+1:ur[s]:=TP[Z+1,j]=t[N,j]: s:=s+1
od:
#Система конечно-разностных уравнений, аппроксимирующих уравнение
распределения
#температуры в пластине
for j from 1 to Nx-1 do
for ii from 1 to Z do
ur[s]:=(TP[ii,j+1]-2*TP[ii,j]+TP[ii,j-1])/Mx/Mx=-(TP[ii-1,j]-
2*TP[ii,j]+TP[ii+1,j])/M_pl/M_pl: s:=s+1 od od:
if sch=0 then print(' число уравнений=',s-1) fi:
# Далее фиксируется число уравнений системы и производится ее решение
sis:=seq(ur[w],w=1..s):
resh:=solve({sis}):
#Из совокупности решений выделяются температуры воздуха
#Запоминаются полученные значения в прошедшей итерации и пересчитыва-
ются
#коэффициенты для следующей
for j from 0 to Nx do
for i from 0 to N do
T[i,j]:=subs(resh,T[i,j]):t[i,j]:=subs(resh,t[i,j]):T[i,j]:=subs(resh,T[i,j]):
T_GR[i,j]:=t[i,j]:T_GR[N+Z+1+i,j]:=T[N-i,j]:ttt[i,j]:=t[i,j]:
LamT[i,j]:=teploprovod(T[i,j]):Lamt[i,j]:=teploprovod(t[i,j]):
A[i,j]:=Lamt[i,j]/1170/V1[i,j]*Mx/M1y/M1y:
B[i,j]:=LamT[i,j]/1170/V2[i,j]*Mx/M2y/M2y
od: od:

```

```

for j from 0 to Nx do
for i from 1 to Z do
TP[i,j]:=subs(resh,TP[i,j]):
T_GR[N+i,j]:=TP[Z-i+1,j] od od:
#Подготавливается процедура визуализации
with(plots):NN:=2*N+1+Z:
points := [seq([seq( T_GR[i,j] , i=0..NN)], j=0..Nx)]:
for j from 0 to Nx do
for ii from 0 to Z+1 do TP[ii,j]:=subs(resh,TP[ii,j]) od od:
#Определяются среднерасходные показатели температур
for p from 0 to Nx do
Tsr[p]:=sum(T[i1,p]*V2[i1,p]*(N+.255)/N, i1=0..N)/(N+1)/VVH2:
tsr[p]:=sum(t[i2,p]*V1[i2,p]*(N+.255)/N, i2=0..N)/(N+1)/VVH1:
ALT[p]:=(T[N-1,p]-T[N,p])/(Tsr[p]-T[N,p])*LamT[N,p]/M2y:
ALt[p]:=(t[N,p]-t[N-1,p])/(t[N,p]-tsr[p])*Lamt[N,p]/M1y:
TPsr[p]:=sum(TP[i1,p], i1=0..Z+1)/(Z+2) od:
if sch>0 then nev:=abs(T_kor[Nx]-Tsr[Nx])/Tsr[Nx]*100 fi:print(`невязка`,nev):
T_kor[Nx]:=Tsr[Nx]:
sch:=sch+1: od:
print(0,`см`,``,Tvh,tvh,TPsr[1]):
for p from 1 to Nx do print(p*100*L/Nx,`см`,``,
`,Tsr[p],tsr[p],TPsr[p],ALT[p],ALt[p]) od:
#listdensityplot( points, smooth=true, axes=none);
L1:=listdensityplot( points, axes=none):
L2:=plot(N+1.4,x=-4..Nx+1.5,linestyle=[2],thickness=4,color=black):
L3:=plot(N+Z+1.6,x=-4..Nx+1.5,linestyle=[2],thickness=4,color=black):
display(L1,L2,L3);
L4 := [[ n1*Mx*100, Tsr[n1]] $n1=0..Nx]:
L5 := [[ n1*Mx*100, tsr[n1]] $n1=0..Nx]:

```

```

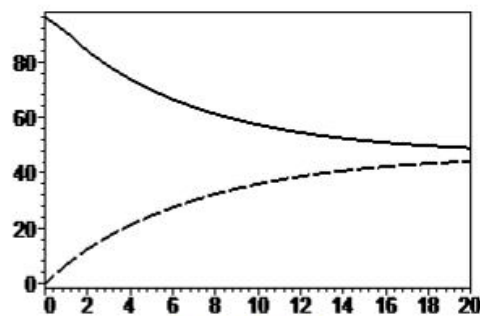
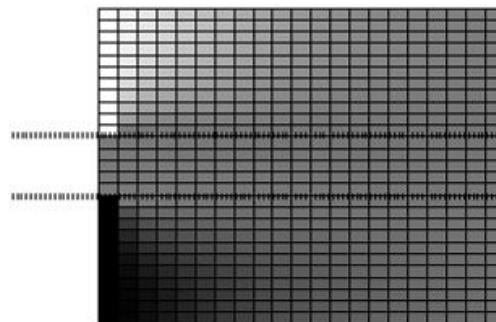
plot([L4,L5],
0..Mx*Nx*100,axes=boxed,style=line,linestyle=[1,3],thickness=2,color=black);
Tvh-Tsr[Nx];

```

```

число уравнений=, 587
невязка, 10
невязка, 7.074099335
невязка, 0.08023311124
0, см, , 100, 0, 48.16839274
1.000000000, см, , 90.76520683, 6.816716607, 48.16839274, 96.98395923, 103.5884725
2.000000000, см, , 83.84670117, 12.48684002, 48.02793044, 60.02061549, 61.64501295
3.000000000, см, , 78.30913733, 17.10218015, 47.84730363, 53.93530384, 54.20249801
4.000000000, см, , 73.68041237, 21.06774424, 47.63791539, 52.13075453, 51.76171372
5.000000000, см, , 69.76403133, 24.51087669, 47.42913794, 51.47966788, 50.79340831
6.000000000, см, , 66.43395337, 27.50261170, 47.24025639, 51.21340629, 50.39027905
7.000000000, см, , 63.59433987, 30.09895100, 47.07991340, 51.08424936, 50.22763764
8.000000000, см, , 61.16832653, 32.34896182, 46.94948686, 51.00567515, 50.17203461
9.000000000, см, , 59.09283597, 34.29643313, 46.84643464, 50.94732268, 50.16459278
10.00000000, см, , 57.31541307, 35.98033950, 46.76662181, 50.89895683, 50.17814312
11.00000000, см, , 55.79205767, 37.43515960, 46.70565644, 50.85739004, 50.19973061
12.00000000, см, , 54.48564323, 38.69122550, 46.65953409, 50.82173060, 50.22303513
13.00000000, см, , 53.36471367, 39.77510213, 46.62487617, 50.79171702, 50.24493500
14.00000000, см, , 52.40253737, 40.70997660, 46.59895951, 50.76719396, 50.26390197
15.00000000, см, , 51.57634877, 41.51603477, 46.57965473, 50.74796762, 50.27922351
16.00000000, см, , 50.86672933, 42.21081617, 46.56534093, 50.73376168, 50.29065754
17.00000000, см, , 50.25710210, 42.80954500, 46.55484046, 50.72406688, 50.29841087
18.00000000, см, , 49.73332547, 43.32544323, 46.54742753, 50.71757484, 50.30365619
19.00000000, см, , 49.28339970, 43.77005537, 46.54303724, 50.71011693, 50.31063892
20.00000000, см, , 48.89746813, 44.15355703, 46.54303621, 50.68201787, 50.32835334

```



51.10253187

Программа «Теплообмен противоток»

```

> restart:
sch:=0:
`СЕЧЕНИЯ КАНАЛА Н1-мокрый, Н2-сухой`:
Н1:=2:
Н2:=2:
НР:=1:
L:=.2:
Tvh:=100:
tvh:=0:
VVH1:=3:
VVH2:=3:
k:=VVH2*H2/VVH1/H1;
cro:=1173:
`ЧИСЛО ШАГОВ ПО СЕЧЕНИЮ КАНАЛА`:
N:=16:
Н1:=Н1/2000:
Н2:=Н2/2000:
НР:=НР/1000:
teploprovod:=aa->.023577+.00007*aa:
nach_LAM:=.5*(teploprovod(Tvh)+teploprovod(tvh)):
`Шаг по y`:
M1y:=Н1 / N:
M2y:=Н2 / N:
`ЧИСЛО ШАГОВ ПО ДЛИНЕ`:
Nx:=30:
`Шаг по x`:
Mx:=L/Nx:
#`Число шагов по сечению пластины`:

```

```

Z:=N/2:
M_pl:=HP/(Z+1):
Lam_pl:=10:
ii:=1:while ii<21                                do
g[ii]:=fsolve(tan(x)-x,x=Pi/4+Pi*ii..Pi/4+Pi*ii+Pi/2):
ii:=ii+1                                           od:
nu:=16*10^(-6):
for j from 0 to Nx do
for i from 0 to N do
V1[i,j]:=VVH1*(1.5*(1-(i*M1y/H1)^2)-2*sum(1/(g[n]^2)*(1-
cos(g[n]*i*M1y/H1)/cos(g[n]))*exp(-16*g[n]^2*nu*Mx*j/(VVH1*4*H1*H1)),n
= 1 .. 10)):
V2[i,j]:=VVH2*(1.5*(1-(i*M2y/H2)^2)-2*sum(1/(g[n]^2)*(1-
cos(g[n]*i*M2y/H2)/cos(g[n]))*exp(-16*g[n]^2*nu*Mx*(Nx-
j)/(VVH2*4*H2*H2)),n = 1 .. 10)):DD[i,j]:=2.4*.00001
od od:
for j from 0 to Nx do
for i from 0 to N do
Lamt[i,j]:=nach_LAM:
LamT[i,j]:=nach_LAM:
A[i,j]:=Lamt[i,j]/1170/V1[i,j]*Mx/M1y/M1y:
B[i,j]:=LamT[i,j]/1170/V2[i,j]*Mx/M2y/M2y od od:
nev:=10:
while nev>.5                                       do
s:=1:
t:='t':T:='T':TP:='TP':
for i from 0 to N do T[i,Nx]:=Tvh:t[i,0]:=tvh od:
for j from 0 to Nx-1 do
for i from 1 to N-1 do
ur[s]:=t[i,j+1]-t[i,j]=A[i,j]*(t[i+1,j+1]-2*t[i,j+1]+t[i-1,j+1]):s:=s+1:

```

```

ur[s]:=T[i,j+1]-T[i,j]=-B[i,j]*(T[i-1,j]-2*T[i,j]+T[i+1,j]):s:=s+1
od od:
for j from 1 to Nx do ur[s]:=t[0,j]=t[1,j]:s:=s+1 od:
for j from 0 to Nx-1 do ur[s]:=T[0,j]=T[1,j]:s:=s+1 od:
  for j from 0 to Nx-1 do ur[s]:=LamT[i,j]*(T[N-1,j]-T[N,j])/M2y=Lam_pl*(T[N,j]-
TP[1,j])/M_pl: s:=s+1 od:
for j from 1 to Nx do
ur[s]:=Lamt[i,j]*(t[N-1,j]-t[N,j])/M1y=-Lam_pl*(TP[Z,j]-t[N,j])/M_pl: s:=s+1 od:
for j from 0 to Nx do ur[s]:=TP[0,j]=T[N,j]:s:=s+1:ur[s]:=TP[Z+1,j]=t[N,j]: s:=s+1
od:
for ii from 1 to Z do ur[s]:=TP[ii,0]=TP[ii,1]:s:=s+1 od:
for ii from 1 to Z do ur[s]:=TP[ii,Nx]=TP[ii,Nx-1]:s:=s+1 od:
for j from 1 to Nx-1 do
for ii from 1 to Z do
ur[s]:=(TP[ii,j+1]-2*TP[ii,j]+TP[ii,j-1])/Mx/Mx=-(TP[ii-1,j]-
2*TP[ii,j]+TP[ii+1,j])/M_pl/M_pl: s:=s+1 od od:
if sch=0 then print(`число уравнений=`,s-1) fi:
sis:=seq(ur[w],w=1..s):
resh:=solve({sis}):
for j from 0 to Nx do
for i from 0 to N do
T[i,j]:=subs(resh,T[i,j]):t[i,j]:=subs(resh,t[i,j]):T_GR[i,j]:=t[i,j]:T_GR[N+Z+1+i,j]:
=T[N-i,j]
od: od:
for j from 0 to Nx do
for i from 0 to N do
Lamt[i,j]:=teploprovod(t[i,j]):
LamT[i,j]:=teploprovod(T[i,j]):
A[i,j]:=Lamt[i,j]/1170/V1[i,j]*Mx/M1y/M1y:
B[i,j]:=LamT[i,j]/1170/V2[i,j]*Mx/M2y/M2y od od:

```

```

for j from 0 to Nx do
for i from 1 to Z do
TP[i,j]:=subs(resh,TP[i,j]):
T_GR[N+i,j]:=TP[Z-i+1,j] od od:
with(plots):NN:=2*N+Z:
points := [seq([seq( T_GR[i,j] , i=0..NN)], j=0..Nx)]:
for j from 0 to Nx do
for ii from 1 to Z do TP[ii,j]:=subs(resh,TP[ii,j]) od od:
for p from 0 to Nx do
Tsr[p]:=sum(T[i1,p]*V2[i1,p]*(N+.255)/N,
i1=0..N)/(N+1)/VVH2:tsr[p]:=sum(t[i2,p]*V1[i2,p]*(N+.255)/N,
i2=0..N)/(N+1)/VVH1:ALT[p]:=(T[N-1,p]-T[N,p])/(Tsr[p]-
T[N,p])*LamT[N,p]/M2y:ALt[p]:=(t[N,p]-t[N-1,p])/(t[N,p]-
tsr[p])*Lamt[N,p]/M1y:
TPsr[p]:=sum(TP[i1,p], i1=1..Z)/Z:
od:
Tsr[Nx]:=Tvh:
if sch>0 then nev:=abs(T_kor[0]-Tsr[0])/Tsr[0]*100 fi:print(' невязка',nev):
T_kor[0]:=Tsr[0]:
sch:=sch+1: od:
print(0.,`см`, ` ` ,Tsr[0],tvh, ` ` ,ALT[0], ` ` ,`альфа
t`,`TPsr[p]` ):
for p from 1 to Nx-1 do print(p*100*L/Nx,`см`, `
`,Tsr[p],tsr[p],ALT[p],ALt[p],TPsr[p]) od:
print(100*L,`см`, ` ` , Tvh ,tsr[Nx],` ` ,`альфа T`, `
`,ALt[Nx],TPsr[Nx]):
#listdensityplot( points, smooth=true, axes=None);
L1:=listdensityplot( points, axes=None):
L2:=plot(N+1.4,x=-4..Nx+1.5,linestyle=[2],thickness=4,color=black):
L3:=plot(N+Z+1.6,x=-4..Nx+1.5,linestyle=[2],thickness=4,color=black):

```

```

display(L1,L2,L3);
L4 := [[ n1*Mx*100, Tsr[n1]] $n1=0..Nx]:
L5 := [[ n1*Mx*100, tsr[n1]] $n1=0..Nx]:
plot([L4,L5],
0..Mx*Nx*100,axes=boxed,style=line,linestyle=[1,3],thickness=2,color=black);
Tvh-Tsr[0];

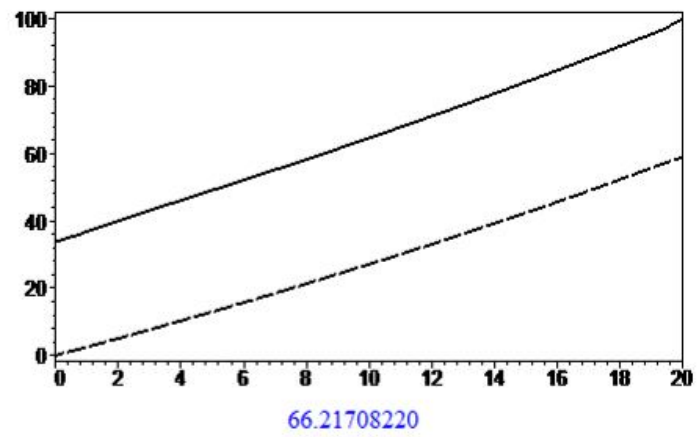
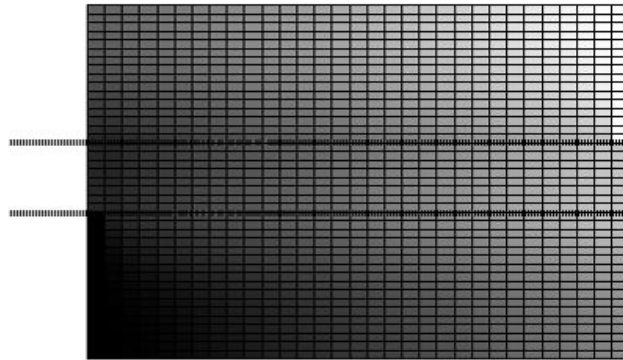
```

```

k := 1
число уравнений=, 1330
невязка, 10
невязка, 8.026601262
невязка, 0.6129347126
невязка, 0.03410963514

0., см., , 33.78291780, 0., , 48.60201227, , альфа t, TPsr[p]
0.6666666667, см., , 35.64794293, 1.592263582, 52.13204760, 114.8608999, 15.60860748
1.333333333, см., , 37.82561303, 3.311405947, 52.36216350, 65.68783131, 18.40924720
2.000000000, см., , 39.94421270, 5.010696017, 52.39375307, 58.29490342, 21.08201245
2.666666667, см., , 42.00413263, 6.728679557, 52.46082768, 55.64075928, 23.49672716
3.333333333, см., , 44.02858040, 8.471971683, 52.58715018, 54.41459086, 25.72126398
4.000000000, см., , 46.03650110, 10.23959062, 52.76275301, 53.83637115, 27.82491862
4.666666667, см., , 48.04094940, 12.02962798, 52.97403387, 53.60633270, 29.85758100
5.333333333, см., , 50.05051827, 13.84063610, 53.20998682, 53.57785485, 31.85235782
6.000000000, см., , 52.07078790, 15.67171993, 53.46285939, 53.67043854, 33.83059190
6.666666667, см., , 54.10538497, 17.52239887, 53.72751482, 53.83735392, 35.80588681
7.333333333, см., , 56.15669270, 19.39247120, 54.00067005, 54.05071200, 37.78688885
8.000000000, см., , 58.22631070, 21.28191751, 54.28029546, 54.29363787, 39.77911434
8.666666667, см., , 60.31534883, 23.19083735, 54.56519309, 54.55586150, 41.78612420
9.333333333, см., , 62.42461160, 25.11941031, 54.85473480, 54.83113085, 43.81027305
10.00000000, см., , 64.55471390, 27.06787318, 55.14872230, 55.11566459, 45.85318940
10.66666667, см., , 66.70615157, 29.03651004, 55.44734698, 55.40722650, 47.91609154
11.33333333, см., , 68.87934327, 31.02565212, 55.75125435, 55.70457470, 50.00001138
12.00000000, см., , 71.07465273, 33.03568884, 56.06173334, 56.00716198, 52.10597900
12.66666667, см., , 73.29239573, 35.06709393, 56.38111528, 56.31499131, 54.23521462
13.33333333, см., , 75.53283213, 37.12047310, 56.71349525, 56.62863418, 56.38937608
14.00000000, см., , 77.79614273, 39.19664680, 57.06609555, 56.94936301, 58.57092520
14.66666667, см., , 80.08238227, 41.29678887, 57.45180106, 57.27945973, 60.78369309
15.33333333, см., , 82.39140337, 43.42264893, 57.89417515, 57.62267594, 63.03373895
16.00000000, см., , 84.72274787, 45.57688703, 58.43796840, 57.98477555, 65.33054251
16.66666667, см., , 87.07554627, 47.76350803, 59.17357918, 58.37364691, 67.68825254
17.33333333, см., , 89.44866650, 49.98817973, 60.30342854, 58.79699693, 70.12541876
18.00000000, см., , 91.84201487, 52.25739383, 62.36975080, 59.25043390, 72.65666598
18.66666667, см., , 94.25896517, 54.57199893, 67.38640253, 59.66684373, 75.24917292
19.33333333, см., , 96.64856163, 56.89297093, 89.84994899, 59.66912067, 77.60810674

```



66.21708220

Программа «Оптимизация»

> restart:

sc:=0:

`ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НА ВХОДЕ`:

tvh:=30:

`ВХОДНАЯ ВЛАЖНОСТЬ, %`:

fvh:=30:

`СЕЧЕНИЕ КАНАЛА, mm`:

H:=2:

`ТОЛЩИНА ПЛАСТИНЫ, mm`:

hp:=2:

`МНОЖИТЕЛЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ДОБАВКИ В ДОЛЯХ`:

dob:=1.2:

R:=dob*(2500.6-2.372*22)*1000:

`ВВЕДИТЕ ГОРИЗОНТАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, м`:

GOR:=.75:

`ВВЕДИТЕ ВЕРТИКАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, м`:

VER:=.75:

cro:=1173:

print(`ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НА ВХОДЕ`,tvh):

print(`ВХОДНАЯ ВЛАЖНОСТЬ`,fvh):

print(`СЕЧЕНИЕ КАНАЛА, мм`,H):

```

print('ТОЛЩИНА ПЛАСТИНЫ, мм',hp):
print('ГОРИЗОНТАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, м',GOR):
print('ВЕРТИКАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, м',VER):
print('оптимальная точка'):
print('Длина',Температура,Влажность,Холод-сть):
hp:=hp/1000:
H:=H/1000:
h:=H/2:
LAM:=.01*2.7:
fvh:=fvh/100:
ron:=x->(4.728+.4195*x+.1831e-2*x^2+.4212e-3*x^3)/1000:
s:=g->217.2-61.42*g^2:#Характеристика вентилятора
for i from 0 to 40 do L:=.1+.01*i: LL[i]:=L:
v:=g*(H+hp)/H/VER/(GOR-hp):
PP:=217.*L*v*10^(-6)/H/H+(.534-
12.5*v*H)/(H/(H+hp))^1.3*1.13/2*v^2+2.5*1.13/2*v^2:
G:=fsolve(PP=s(g),g=0..4):
V:=G*(H+hp)/H/VER/(GOR-hp):
t2:=x->tvh*(.471+.0072*fvh*100)-3.372+(tvh-
tvh*(.471+.0072*fvh*100)+3.372)*exp(-LAM*8*x/(cro*V*H^2)):
TT[i]:=t2(L):
FFI:=fsolve(R*(FFI*ron(t2(L))-fvh*ron(tvh))=cro*(tvh-t2(L)),FFI=0..1):
FFI[i]:=FFI*100;

```

```

Q[i]:=cro*G*(tvh-t2(L)):

if sc=0 then

if i>0 then if Q[i]<Q[i-1] then print(LL[i-1],`
`,TT[i-1],FFI[i],Q[i-
1]):VV:=V:sc:=1 fi fi fi:

#print(LL[i],TT[i],FFI[i],Q[i])

od:

print('СКОРОСТЬ, м/с`,VV):

X:=[seq(LL[i],i=0..40)]:

Y:=[seq(Q[i],i=0..40)]:

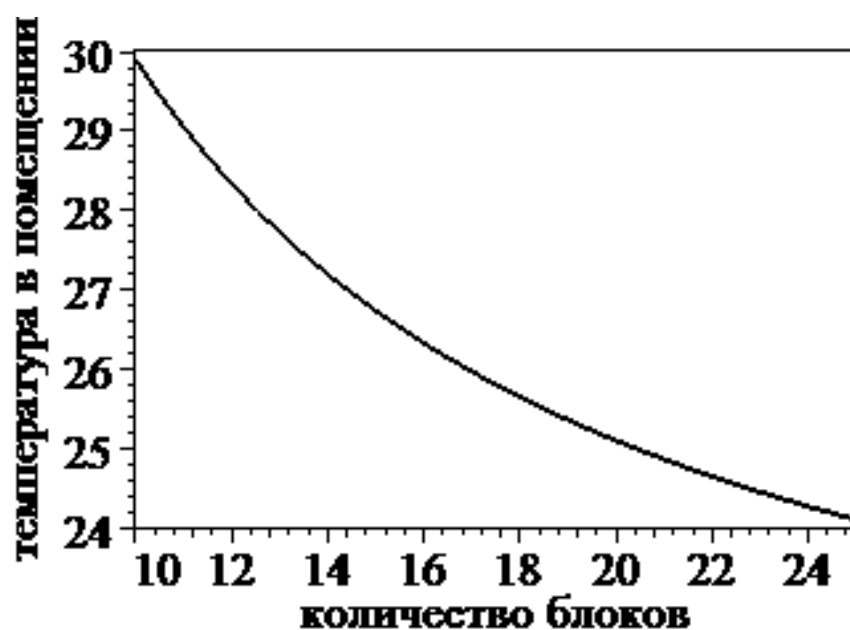
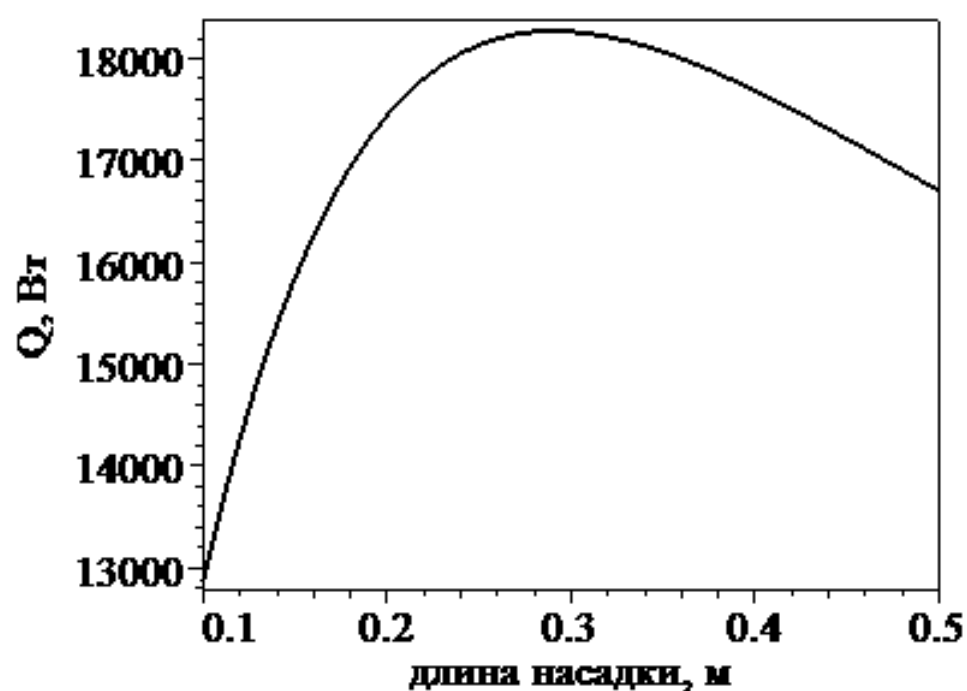
pp:=(X,Y)->[X,Y]:a:=zip(pp,X,Y,2):

with(plots):plot(a,0.1..0.5,labels=['длина
насадки,
м`,`Q,
Вт`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[TIMES,ROMAN,14],ax
es=boxed,style=line,linestyle=1,thickness=2,color=black);

>plot(tvn(N),N=10..25,labels=['количество
блоков`,`температура
в помеще-
нии`
],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[TIMES,ROMAN,14],axes=
boxed,style=line,linestyle=1,thickness=2,color=black);

```

ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НА ВХОДЕ, 30
 ВХОДНАЯ ВЛАЖНОСТЬ, 30
 СЕЧЕНИЕ КАНАЛА, мм, 2
 ТОЛЩИНА ПЛАСТИНЫ, мм, 2
 ГОРИЗОНТАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, м, 0.75
 ВЕРТИКАЛЬНЫЙ РАЗМЕР УСТАНОВКИ, м, 0.75
 оптимальная точка
 Длина, Температура, Влажность, Холод – сть
 0.29, , 17.94061743, 91.72670170, 18270.03397
 СКОРОСТЬ, м/с, 4.572569643



Программа «Рекуператор»

```
> restart:
#Счетчик количество итераций
sch:=0:
`СЕЧЕНИЯ КАНАЛА Н1-холодный, Н2-теплый`:
Н1:=5:
Н2:=5:
#Сечение пластины
НР:=1:
#Длина пластины
L:=2:
#Температура на входе в теплый канал
Tvh:=10.000000:
#Температура на входе в холодный канал
tvh:=-20.00000000:
#Расход наружного воздуха
G_nar:=25000/3600:
#Расход внутреннего воздуха в рекуператор
G_vn:=25000/3600:
#Расход внутреннего воздуха минуя рекуператор
G_inf:=G_nar-G_vn:
print('инфильтрация',G_inf*3600);
# shir-ширина в мм:
SHIR:=1400:
# vis- высота в метрах:
VIS:=1.4:
#Количество пластин
plast:=SHIR/(НР+.5*(Н1+Н2));
#сечение для холодного воздуха в рекуператоре
```

sech_hol:=H1*plast/2/1000:

#сечение для теплого воздуха в рекуператоре

sech_tep:=H2*plast/2/1000:

#скорость холодного воздуха в рекуператоре

VVH1:=G_nar/sech_hol/VIS;

#скорость теплого воздуха в рекуператоре

VVH2:=G_vn/sech_tep/VIS;

#коэффициент перераспределения потоков

k:=VVH2*H2/VVH1/H1;

#Произведение удельной теплоемкости на плотность влажного воздуха

cro:=1173:

`ЧИСЛО ШАГОВ ПО СЕЧЕНИЮ КАНАЛА`:

N:=10:

H1:=H1/2000:

H2:=H2/2000:

HP:=HP/1000:

#Функция коэффициента теплопроводности воздуха

teploprovod:=aa->.023577+.00007*aa:

#Невязки итерационных процессов

nev:=1:

nev1:=1:

#Шаги по сечениям каналов

M1y:=H1 / N:

M2y:=H2 / N:

`ЧИСЛО ШАГОВ ПО ДЛИНЕ`:

Nx:=10:

`Шаг по x`:

Mx:=L/Nx:

```

#`Число шагов по сечению пластины`:
Z:=N/2:
M_pl:=HP/(Z+1):
#Коэффициент теплопроводности пластины
Lam_pl:=15:
#Начало оператора цикла
while abs(nev1)>.1 do
#Начальный коэффициент теплопроводности
nach_LAM:=.5*(teploprovod(Tvh)+teploprovod(tvh)):
ii:=1:while ii<21 do
#Далее вычисляются коэффициенты для формулы определения функции ско-
рости в зависимости
#от продольной и поперечной координат каналов
g[ii]:=fsolve(tan(x)-x,x=Pi/4+Pi*ii..Pi/4+Pi*ii+Pi/2):
ii:=ii+1 od:
#кинематическая вязкость воздуха
nu:=16*10^(-6):
for j from 0 to Nx do
for i from 0 to N do
V1[i,j]:=VVH1*(1.5*(1-(i*M1y/H1)^2)-2*sum(1/(g[n]^2)*(1-
cos(g[n]*i*M1y/H1)/cos(g[n]))*exp(-16*g[n]^2*nu*Mx*j/(VVH1*4*H1*H1)),n
= 1 .. 10)):
V2[i,j]:=VVH2*(1.5*(1-(i*M2y/H2)^2)-2*sum(1/(g[n]^2)*(1-
cos(g[n]*i*M2y/H2)/cos(g[n]))*exp(-16*g[n]^2*nu*Mx*(Nx-
j)/(VVH2*4*H2*H2)),n = 1.. 10)):DD[i,j]:=2.4*.00001
od od:
for j from 0 to Nx do
for i from 0 to N do
Lamt[i,j]:=nach_LAM:
LamT[i,j]:=nach_LAM:

```

```

A[i,j]:=Lamt[i,j]/1170/V1[i,j]*Mx/M1y/M1y:
B[i,j]:=LamT[i,j]/1170/V2[i,j]*Mx/M2y/M2y od od:
nev:=10:
while abs(nev)>.5 do
s:=1:
t:='t':T:='T':TP:='TP':
#Задание начальных условий на входе
for i from 0 to N do T[i,Nx]:=Tvh:t[i,0]:=tvh od:
#Система конечно-разностных уравнений, аппроксимирующих дифференци-
альные уравнения
#конвективного переноса теплоты в каналах
for j from 0 to Nx-1 do
for i from 1 to N-1 do
ur[s]:=t[i,j+1]-t[i,j]=A[i,j]*(t[i+1,j+1]-2*t[i,j+1]+t[i-1,j+1]):s:=s+1:
ur[s]:=T[i,j+1]-T[i,j]=-B[i,j]*(T[i-1,j]-2*T[i,j]+T[i+1,j]):s:=s+1
od od:
#Система конечно-разностных уравнений, аппроксимирующих условие чет-
ности на
#оси симметрии канала
for j from 1 to Nx do ur[s]:=t[0,j]=t[1,j]:s:=s+1 od:
for j from 0 to Nx-1 do ur[s]:=T[0,j]=T[1,j]:s:=s+1 od:
#Система конечно-разностных уравнений, аппроксимирующих условие не-
прерывности тепловых потоков
#на границе канал-пластина
for j from 0 to Nx-1 do ur[s]:=LamT[i,j]*(T[N-1,j]-T[N,j])/M2y=Lam_pl*(T[N,j]-
TP[1,j])/M_pl: s:=s+1 od:
for j from 1 to Nx do
ur[s]:=Lamt[i,j]*(t[N-1,j]-t[N,j])/M1y=-Lam_pl*(TP[Z,j]-t[N,j])/M_pl: s:=s+1 od:
#Система конечно-разностных уравнений, аппроксимирующих условие не-
прерывности температуры

```

```

#на границе канал-пластина
for j from 0 to Nx do ur[s]:=TP[0,j]=T[N,j]:s:=s+1:ur[s]:=TP[Z+1,j]=t[N,j]: s:=s+1
od:
for ii from 1 to Z do ur[s]:=TP[ii,0]=TP[ii,1]:s:=s+1 od:
#Система конечно-разностных уравнений, аппроксимирующих уравнения
непроницаемости
#на торцах пластины
for ii from 1 to Z do ur[s]:=TP[ii,Nx]=TP[ii,Nx-1]:s:=s+1 od:
#Система конечно-разностных уравнений, аппроксимирующих уравнение
распределения
#температуры в пластине
for j from 1 to Nx-1 do
for ii from 1 to Z do
ur[s]:=(TP[ii,j+1]-2*TP[ii,j]+TP[ii,j-1])/Mx/Mx=-(TP[ii-1,j]-
2*TP[ii,j]+TP[ii+1,j])/M_pl/M_pl: s:=s+1 od od:
# Далее фиксируется число уравнений системы и производится ее решение
if sch=0 then print(` число уравнений=`,s-1) fi:
sis:=seq(ur[w],w=1..s):
resh:=solve({sis}):
#Из совокупности решений выделяются температуры воздуха
#Запоминаются полученные значения в прошедшей итерации и пересчитываются
#коэффициенты для следующей
for j from 0 to Nx do
for i from 0 to N do
T[i,j]:=subs(resh,T[i,j]):t[i,j]:=subs(resh,t[i,j]):T_GR[i,j]:=t[i,j]:T_GR[N+1+i,j]:=T
[N-i,j]
od: od:

for j from 0 to Nx do

```

```

for i from 0 to N do
Lamt[i,j]:=teploprovod(t[i,j]):
LamT[i,j]:=teploprovod(T[i,j]):
A[i,j]:=Lamt[i,j]/1170/V1[i,j]*Mx/M1y/M1y:
B[i,j]:=LamT[i,j]/1170/V2[i,j]*Mx/M2y/M2y od od:
#Подготавливается процедура визуализации
with(plots):NN:=2*N+1:
points := [seq([seq( T_GR[i,j] , i=0..NN)], j=0..Nx)]:
for j from 0 to Nx do
for ii from 1 to Z do TP[ii,j]:=subs(resh,TP[ii,j]) od od:
#Определяются среднерасходные показатели температур
for p from 0 to Nx do
Tsr[p]:=sum(T[i1,p]*V2[i1,p]*(N+.255)/N,
i1=0..N)/(N+1)/VVH2:tsr[p]:=sum(t[i2,p]*V1[i2,p]*(N+.255)/N,
i2=0..N)/(N+1)/VVH1: od:
if sch>0 then nev:=abs(T_kor[0]-Tsr[0])/Tsr[0]*100 fi:
#print(`невязка`,nev):
T_kor[0]:=Tsr[0]:
sch:=sch+1:                                     od:
#Составляется уравнение баланса тепла в помещении, из которого определя-
ется
#температура в нем и корректируется температура на входе в теплый канал ре-
куператора
t_v_pom:=solve(1000*(tvh-t1)+cro*G_nar*tsr[Nx]-cro*G_vn*t1-
cro*G_inf*t1+240000=0,t1):
nev1:=t_v_pom-Tvh:
Tvh:=Tvh+.8*nev1:
print(`невязка1`,`nev1`,`Tvh`,`Tvh`):
od:

```

```

print(0,`см`,``,Tsr[0],tvh):
for p from 1 to Nx-1 do print(p*100*L/Nx,`см`,``,Tsr[p],tsr[p])
od:
print(100*L,`см`,``,Tvh,tsr[Nx]):
listdensityplot( points, smooth=true, axes=none);

```

```

инфильтрация, 0
plast := 280.0000000
VVH1 := 11.81027966
VVH2 := 11.81027966
k := 1.000000000
число уравнений=, 297
невязка1, , 1.39904829, , Tvh=, 11.11923863
невязка1, , 0.87911552, , Tvh=, 11.82253105
невязка1, , 0.55237387, , Tvh=, 12.26443015
невязка1, , 0.34705956, , Tvh=, 12.54207780
невязка1, , 0.21805429, , Tvh=, 12.71652123
невязка1, , 0.13699945, , Tvh=, 12.82612079
невязка1, , 0.08607341, , Tvh=, 12.89497952
0, см, , -8.308494272, -20.00000000
20, см, , -6.615323848, -18.32797870
40, см, , -4.254066753, -16.38558739
60, см, , -2.142086105, -14.41778239
80, см, , -0.06052664109, -12.42242728
100, см, , 2.030857492, -10.40168575
120, см, , 4.142078020, -8.355120633
140, см, , 6.275371225, -6.277715879
160, см, , 8.429207564, -4.149157589
180, см, , 10.59862331, -1.880705692
200, см, , 12.89497952, -0.2341349057

```


ПРИЛОЖЕНИЕ 2

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 31434

Российским агентством по патентам и товарным знакам на основании Патентного закона Российской Федерации, введенного в действие 14 октября 1992 года, выдано настоящее свидетельство на полезную модель

ВЕНТИЛЯЦИОННАЯ СИСТЕМА

Обладатель(ли):

Гулевский Вячеслав Анатольевич

по заявке № 2002128224, дата поступления: 23.10.2002

Приоритет от 23.10.2002

Автор(ы):

Шацкий Владимир Павлович, Гулевский Вячеслав Анатольевич

Свидетельство действует на всей территории Российской Федерации в течение 5 лет с **23 октября 2002 г.** при условии своевременной уплаты пошлины за поддержание свидетельства в силе

Зарегистрирован в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации

г. Москва, 10 августа 2003 г.

Генеральный директор

А.Д. Корогодин





**АДМИНИСТРАЦИЯ
ЛИПЕЦКОЙ ОБЛАСТИ**

398014, г. Липецк, пл. Ленина - Соборная, 1
www.admlip.ru

В диссертационный совет Д 220.010.04

в Воронежском государственном

аграрном университете

им. императора Петра I

09.09.2014г. № _____
На № 181945 - _____

Высокая продуктивность сельскохозяйственной птицы возможна только при соблюдении всех технологических, санитарных и зоогигиенических требований при ее содержании и выращивании. В настоящий момент проблемам нормализации температуры и влажности воздуха в птицеводческих помещениях уделяется особенно пристальное внимание. С одной стороны этими параметрами во многом определяется продуктивность и здоровье птицы, а с другой – производство требует качественно новых, экологичных, энергосберегающих технологий круглогодичного поддержания микроклимата.

Особый интерес для птицеводческих хозяйств области представляют разработанные под руководством кандидата технических наук Воронежского государственного аграрного университета имени императора Петра I, доцента кафедры высшей математики и теоретической механики Гулевского В.А. водоиспарительные пластинчатые охладители воздуха, которые позволяют охлаждать и увлажнять подаваемый в помещение воздух. Под его руководством и при непосредственном личном участии внедрена и испытана система кондиционирования воздуха птицеводческих помещений хозяйств Липецкой области пластинчатыми охладителями прямого принципа действия. На основании результатов научных исследований автора разработаны высокоэффективные, экологически чистые, энергоемкие охладители воздуха, выпуск которых организован на предприятии «ООО «НПО «Сплав» (г. Тула).

На основании приказа №129 от 6 марта 2013 г. об утверждении «Отраслевой программы развития птицеводства в РФ», которая направлена на создание условий, способствующих обеспечению продовольственной безопасности Российской Федерации, постановлением правительства Липецкой области № 485 от 30 апреля 2014, в рамках обновления производственной базы птицеводческих организаций с реализацией инновационных ресурсосберегающих технологий и научных разработок, указанные охладители включены в государственную программу Липецкой области «Развитие сельского хозяйства».

Внедрение в птицеводческих хозяйствах области пластинчатых водоиспарительных охладителей воздуха прямого принципа действия позволяет значительно улучшить температурно-влажностные параметры воздушной среды птицеводческих помещений, что в свою очередь повышает продуктивность птицы и положительно сказывается на ее здоровье.

Управление сельского хозяйства Липецкой области считает необходимым дальнейшее внедрение разработанной доцентом В.А. Гулевским технологии нормализации микроклимата птицеводческих помещений с помощью пластинчатых водоиспарительных охладителей воздуха.

Заместитель главы
администрации области



Н.Ф. Тагинцев

В диссертационный совет Д 220.010.04

Воронежского государственного

аграрного университета

им. императора Петра I

Акт

о внедрении водоиспарительных пластинчатых охладителей воздуха.

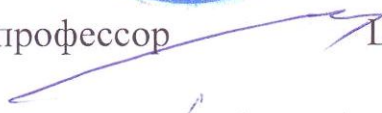
Мы, нижеподписавшиеся, составили настоящий акт о нижеследующем. Научно-техническая документация пластинчатых теплообменников, разработанная под руководством кандидата технических наук, доцента Гулевского В.А., в современных условиях обладает актуальностью, представляет практический интерес и может использоваться при конструировании систем охлаждения воздуха птицеводческих цехов.

В период с мая по сентябрь 2014 года на ООО "Птицепром Бобровский" в условиях производства проводились испытания промышленного образца водоиспарительного охладителя, по итогам которых указанные охладители решено рекомендовать к установке.

Генеральный директор ООО "Птицепром Бобровский"  Голубев А.К.

Главный инженер ООО "Птицепром Бобровский" Ермолов С.А.

Зав. кафедрой высшей математики

и теоретической механики ВГАУ, д.т.н., профессор  Шацкий В.П.

Доцент кафедры высшей математики

и теоретической механики ВГАУ, к.т.н.  Гулевский В.А.

Акт

о внедрении пластинчатых рекуператоров тепла для обогрева воздуха
птицеводческого помещения в холодный период года.

Мы, нижеподписавшиеся, составили настоящий акт о нижеследующем. Научно-техническая документация пластинчатых рекуператоров воздуха, разработанная под руководством кандидата технических наук, доцента Гулевского В.А., используется при конструировании опытных образцов данных рекуператоров. Разработанные при его непосредственном участии опытные экземпляры успешно прошли испытания на ОАО «СПП Ефремовское». По итогам испытаний рекуператоры рекомендованы к постановке на производство.

В 2014 году изготовлен и реализован комплекс из 8 теплообменников, которые были установлены на ОАО «СПП Ефремовское». Опыт использования рекуператоров показал, что установленный теплообменный комплекс способен вернуть в помещение до 95% тепла, которое обычно выбрасывается вместе с удаляемым из помещения воздухом, что позволяет не только нормализовать в птичнике температурный режим, но и обеспечивает необходимую и равномерную кратность обмена воздуха по всему объему помещения.

Директор ОАО «СПП Ефремовское»

Зав. кафедрой высшей математики

и теоретической механики ВГАУ, д.т.н., профессор

Доцент кафедрой высшей математики

и теоретической механики ВГАУ, к.т.н.



Попов Ю.В.

Шацкий В.П.

Гулевский В.А.

В диссертационный совет Д 220.010.04
в Воронежском государственном
аграрном университете
им. императора Петра I

Акт

о внедрении водоиспарительных пластинчатых охладителей воздуха. Мы,
нижеподписавшиеся, составили настоящий акт о нижеследующем.

Научно-техническая документация пластинчатых водоиспарительных охладителей воздуха, разработанная под руководством кандидата технических наук, доцента Гулевского В.А., используется при производстве опытных образцов данных охладителей. Изготовленные экземпляры успешно прошли испытания на ОАО «СПП Ефремовское». По итогам испытаний охладители рекомендованы к постановке на производство.

В 2014 году изготовлено и реализовано 12 охладителей, которые были установлены на ОАО «СПП Ефремовское». Опыт использования охладителей показал, что одна установка способна нейтрализовать от 5 до 12 кВт тепла.

Директор ОАО «СПП Ефремовское»

Зав. кафедрой высшей математики

и теоретической механики ВГАУ, д.т.н., профессор

Доцент кафедрой высшей математики

и теоретической механики ВГАУ, к.т.н.



Попов Ю.В.

Шацкий В.П.

Гулевский В.А.



Открытое акционерное общество

«Научно-производственное
объединение

«СПЛАВ»

ОАО «НПО «СПЛАВ»

Шелковская засека, 33, г. Тула, 300004, Россия

Телефон - (4872) 46-45-86

Телерафный - 253183 «Лес», Телекс - 753141

Факс - (4872) 46-44-00, 46-45-00

E-mail: mail@splav.org

26. 08 2014 года № 11/НПО-3

На № _____ от _____

Об использовании результатов
научных исследований доцента
Гулевского В.А.

На ОАО "НПО "СПЛАВ" (г. Тула) долгое время ведутся разработки по конструированию водоиспарительных охладителей воздуха применительно к охлаждению помещений для размещения трансформаторов в московском метрополитене. С начала 2013 года в данных разработках активно используются материалы доцента кафедры высшей математики ВГАУ Гулевского В.А. по математическому моделированию теплообменников и пластинчатых охладителей водоиспарительного принципа действия.

На основании этих материалов при непосредственном участии доцента Гулевского В.А. разработана и успешно испытана серия охладительных машин водоиспарительного действия косвенного типа.

С середины 2013 года с использованием технической документации, предложенной доцентом Гулевским В.А., и при его непосредственном участии разработана серия водоиспарительных охладителей прямого принципа действия, рассчитанных на охлаждение птицеводческих помещений.

Зам. генерального директора по инновациям



Р.А. Кобылин

Костин Владимир Евгеньевич

Контактный телефон (4872) 46-46-62

Об использовании результатов
научных исследований доцента
Гулевского В.А.

На кафедрах «Безопасность жизнедеятельности» и «Механизация животноводства и переработки с/х продукции» Воронежского государственного аграрного университета имени императора Петра I студентами агроинженерного факультета при курсовом и дипломном проектировании используются материалы опубликованных работ доцента Гулевского В.А., посвященных тепловому балансу птицеводческих и животноводческих помещений как в жаркое, так и в холодное время года. Кроме того, широко используются материалы его научных трудов, посвященных оптимизации геометрических и режимных параметров работы водоиспарительных пластинчатых охладителей, а также математическому моделированию процессов тепло и массопереноса в каналах водоиспарительных пластинчатых охладителей.

Зав. кафедрой безопасности
жизнедеятельности,
д.биол.н., доцент

Высоцкая Е.А.

Зав. кафедрой механизации
животноводства и переработки
с/х продукции
к.т.н., доцент



Яровой М.Н.

В диссертационный совет Д 220.010.04
в Воронежском государственном
аграрном университете
им. императора Петра I

Об использовании результатов
научных исследований доцента
Гулевского В.А.

На кафедре «Механизация животноводства и переработки с/х продукции» Воронежского государственного аграрного университета имени императора Петра I студентами агроинженерного факультета при курсовом и дипломном проектировании используются материалы опубликованных работ доцента Гулевского В.А., посвященные моделированию процессов тепло-массообмена в рекуперативных пластинчатых противоточных охладителях. Предложенная автором схема реализации этой модели, основанная на итерационном алгоритме решения системы конечно-разностных линейных уравнений, учитывающих продольную и поперечную теплопроводность теплообменных пластин применяются при расчете пластинчатых рекуператоров предназначенных для охлаждения молока.

Зав. кафедрой механизации
животноводства и переработки
с/х продукции
к.т.н., доцент



Яровой М.Н.